

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE

Faculté de génie

Département de génie mécanique

MÉTHODOLOGIES D'IDENTIFICATION DES EFFORTS
ENTRANTS DANS UN CHÂSSIS DE VÉHICULE RÉCRÉATIF

Mémoire de maîtrise
Spécialité : génie mécanique

Carl BLANCHETTE

Jury : Denis RANCOURT (directeur)
Alain DESROCHERS (co-directeur)
Yves ST-AMANT
David RANCOURT

Sherbrooke (Québec) Canada

Septembre 2020

Résumé

Le projet ATLAS, se déroulant au Centre de Technologies Avancées (CTA), vise à développer un processus de conception pour optimiser les châssis de véhicule récréatif en aluminium. Pour ce faire, divers domaines propres à la conception sont étudiés dont les alliages, les procédés de formage et d'assemblage, l'évaluation des efforts entrants et des vibrations, l'optimisation structurale et la validation expérimentale. Ce mémoire de maîtrise porte sur le développement d'un modèle numérique permettant de prédire le comportement dynamique d'un véhicule récréatif et permettant d'évaluer les efforts entrants et les contraintes dans une structure chargée dynamiquement.

L'optimisation structurale d'un châssis de véhicule nécessite la connaissance précise des cas de chargements et des limites de son utilisation. Toutefois, lors du développement d'une nouvelle gamme de véhicules, peu d'information provenant de tests antérieurs est disponible pour estimer ces charges. Il est donc nécessaire de développer des méthodes d'ingénierie prédictive permettant de prédire le comportement dynamique du véhicule. Dans ce projet de recherche, les différentes méthodes qui existent pour simuler les efforts entrants et la répartition des contraintes d'un châssis de véhicule récréatif sont évaluées afin de répondre à la question de recherche suivante :

Quelle est la meilleure méthode de prédiction pour déterminer les efforts entrants et les contraintes dans un châssis de véhicule récréatif en mouvement dans un contexte d'optimisation structurale?

Deux approches de simulation sont étudiées. La première, de type « full » analytique, utilise un environnement de simulation totalement virtuel (route numérisée) et divers sous-modèles préalablement caractérisés (pneus, suspensions, paliers lisses ...) pour reproduire l'interaction entre l'assemblage complet du véhicule et la route. La deuxième, de type semi analytique, utilise une approche de simulation hybride où des données provenant d'acquisitions expérimentales (efforts aux roues, vitesse dans l'espace du véhicule ainsi que l'orientation du véhicule) sont utilisées comme informations entrantes au modèle multicorps du véhicule. Dans ce type de simulation, des modèles de route et de pneus ne sont pas nécessaires.

Afin de tester les deux types de simulations, un véhicule instrumenté a réalisé diverses manœuvres le chargeant à la fois latéralement et verticalement de façon modérée à intense.

À la vue des résultats, les simulations « full » et semi analytique performent de façon similaire. À basse fréquence (< 10 Hz), les deux modèles corrèlent à plus de 95% pour les diverses métriques étudiées. À plus haute fréquence, les niveaux de corrélations baissent dans les environs de 60-70% avec un léger avantage pour les simulations de type semi analytique.

Remerciements

Plusieurs remerciements sont de mise pour la réalisation de cette maîtrise. Tout d'abord, je suis reconnaissant à mon directeur, Denis Rancourt, et mon co-directeur, Alain Desrochers pour m'avoir encadré, écouté, épaulé et conseillé dans ce projet. Un merci spécial pour leur grande aide au développement de mon écriture scientifique.

Un énorme merci au Centre de Technologies Avancées (CTA) pour m'avoir accepté au sein du projet ATLAS et pour avoir fourni un environnement de travail propice à la recherche et au développement. Un énorme merci à mes deux compagnons de tous les jours, Maxime Boisvert et Nicolas Joubert, pour leur encadrement dans mon apprentissage de la MBD, leurs précieux conseils et aussi pour avoir servi de département des plaintes face aux différents logiciels qui ne « collaboraient pas avec moi ». Je leur suis surtout très reconnaissant pour le plaisir que je prends à réaliser des projets avec eux. Merci à Michel Lapointe et Marc Viens pour leur énorme coup de main et leur grande disponibilité pour répondre à nos questions lors de notre campagne d'acquisition de données. Merci à mes patrons au CTA, Maxime Desjardins-Goulet et Pascal Ranger, d'avoir autorisé nos idées de projets malgré les investissements et la grande demande de ressources humaines requises pour parvenir à leur réalisation.

J'aimerais aussi souligner la contribution au projet de Sébastien Hébert qui a grandement aidé par sa grande connaissance de la dynamique de véhicule, des véhicules récréatifs et de la simulation.

Enfin, un gros merci à l'Université de Sherbrooke, Bombardier Produits Récréatifs (BRP), au CRSNG et à Prima Québec pour avoir contribué à la réalisation du projet ATLAS.

Table des matières

| | |
|---|----|
| Résumé | 3 |
| Remerciements..... | 5 |
| Liste des figures | 8 |
| 1 Introduction..... | 11 |
| 1.1 Mise en contexte et problématique | 11 |
| 1.2 Définition du projet de recherche | 11 |
| 1.3 Objectifs du projet de recherche | 12 |
| 1.4 Contributions originales..... | 13 |
| 1.5 Plan du document..... | 14 |
| 2 État de l’art..... | 15 |
| 2.1 Modélisation MBD | 15 |
| 2.1.1 Théorie..... | 15 |
| 2.1.2 Types de simulation MBD..... | 18 |
| 2.1.3 Comparaison entre les méthodes | 20 |
| 2.1.4 Réduction modale | 21 |
| 2.1.5 Logiciel Motion Solve..... | 23 |
| 2.2 Modèle de pneu..... | 23 |
| 2.2.1 MF-SWIFT | 25 |
| 2.2.2 FTire | 27 |
| 2.2.3 CDTire | 28 |
| 2.3 Modèle de route | 28 |
| 2.4 Modèle de pilote..... | 29 |
| 3 Hypothèses utilisées..... | 32 |
| 4 Validation d’un modèle dynamique multicorps d’un véhicule récréatif dans un contexte d’évaluation des efforts entrants..... | 33 |
| 4.1 Introduction | 37 |
| 4.2 Vehicle Model | 38 |
| 4.3 Test protocol..... | 40 |
| 4.3.1 Weight platform test | 40 |
| 4.3.2 Double lane change test..... | 42 |
| 4.3.3 Ramp roll-down test | 43 |
| 4.3.4 Drop test | 43 |
| 4.3.5 Instrumentation on the vehicle..... | 43 |

| | | |
|-------|--|----|
| 4.4 | Results & analysis..... | 45 |
| 4.4.1 | Weight platform calibration simulation | 45 |
| 4.4.2 | Double lane change simulation (DLC) | 47 |
| 4.4.3 | Ramp simulation..... | 50 |
| 4.4.4 | Drop test simulation | 52 |
| 4.5 | Discussion | 56 |
| 4.6 | Conclusion..... | 57 |
| 5 | Évaluation et validation expérimentale des efforts entrants dynamiques d'un châssis de véhicule récréatif en utilisant les approches de modélisation « full » et semi analytiques | 58 |
| 5.1 | Abstract..... | 60 |
| 5.2 | Introduction | 61 |
| 5.3 | Methodology..... | 63 |
| 5.3.1 | Vehicle models and general testing protocol..... | 63 |
| 5.3.2 | Instrumented vehicle..... | 63 |
| 5.3.3 | Maneuvers..... | 65 |
| 5.3.4 | MBD vehicle model..... | 67 |
| 5.3.5 | Full analytical model..... | 71 |
| 5.3.6 | Semi analytical model..... | 72 |
| 5.4 | Results:..... | 74 |
| 5.4.1 | Double lane change (DLC) | 75 |
| 5.4.2 | Ramp..... | 78 |
| 5.4.3 | Speed bump..... | 82 |
| 5.4.4 | Correctives forces and moments applied by the controller..... | 86 |
| 5.5 | Discussion: | 88 |
| 5.6 | Conclusion:..... | 89 |
| 6 | Discussion..... | 91 |
| 7 | Conclusion | 94 |
| 8 | Bibliographie | 96 |

Liste des figures

| | |
|--|----|
| Figure 1: Modèle du Spyder F3T dans MotionSolve (Source : Projet ATLAS) | 19 |
| Figure 2: Une roue instrumentée pour véhicule tout-terrain | 20 |
| Figure 3: Les types d'analyse et leur complexité relative [15] | 24 |
| Figure 4: Plage fréquentielle d'utilisation des différents modèles de pneus [15] | 25 |
| Figure 5: Représentation schématique du modèle MF-SWIFT et du modèle d'enveloppe à came elliptique [19]..... | 27 |
| Figure 6: Représentation physique du modèle FTire [24] | 28 |
| Figure 7: Représentation physique du modèle CDTire (Source : Fraunhofer ITWM) | 28 |
| Figure 8: Représentation de pavés belges en OpenCRG (Source : OpenCRG.org) | 29 |
| Figure 9: Exemple de déplacements du pilote actif [29]..... | 30 |
| Figure 10: Modèle de pilote passif [30]..... | 31 |
| Figure 11: BRP Can-Am Spyder (source: Bombardier Recreational Products)..... | 37 |
| Figure 12: Calibration and validation procedure for the MBD model | 38 |
| Figure 13: Vehicle MBD model | 39 |
| Figure 14: CG position variables | 42 |
| Figure 15: Double lane change test dimensions (modified from ISO 3888-2) | 42 |
| Figure 16: Ramp roll-down test dimensions | 43 |
| Figure 17: Strain gauge locations | 45 |
| Figure 18: Hub XZ plane force amplitudes and shock positions comparison for the DLC | 48 |
| Figure 19: Inertial GPS and strain data comparison for the DLC..... | 49 |
| Figure 20: Hub XZ plane force amplitudes and shock positions comparison for the ramp test. | 50 |
| Figure 21: Inertial GPS and strain data comparison for the ramp test. | 51 |
| Figure 22: Hub XZ plane force amplitudes and shock positions comparison for the front drop | 53 |
| Figure 23: Inertial GPS and strain data comparison for the front drop | 53 |
| Figure 24: Hub XZ plane force amplitudes and shock positions comparison for the rear drop | 55 |
| Figure 25: Inertial GPS and strain data comparison for the rear drop..... | 55 |
| Figure 26: Strain gauges positioning. | 65 |
| Figure 27 : Double lane change test dimensions (adapted from ISO 3888-2) [41]..... | 66 |
| Figure 28 : Ramp roll-down test setup configuration. | 66 |
| Figure 29 : Speed bump dimensions. | 67 |

| | |
|--|----|
| Figure 30 : Instrumented test vehicle (a) (source: Centre de Technologies Avancées) and vehicle MBD model (b). | 67 |
| Figure 31 : CoG position variables. | 69 |
| Figure 32 : Test data used in the semi analytical MBD simulations. | 73 |
| Figure 33 : Hub forces and moments at the front left wheel for the DLC test (sampling rate of 1000 Hz). | 75 |
| Figure 34 : Hub forces and moments at the front right wheel for the DLC test (sampling rate of 1000 Hz). | 76 |
| Figure 35 : Hub forces and moments at the rear wheel for the DLC test (sampling rate of 1000 Hz). | 76 |
| Figure 36 : Suspension positions amplitudes for the left shock (left) and the rear shock (right) for the DLC test. | 77 |
| Figure 37 : Strain amplitudes in the upper left a-arm (left) and the swing-arm (right) for the DLC test. | 77 |
| Figure 38 : Hub forces and moments at the front left wheel for the ramp test (sampling rate of 1000 Hz). | 79 |
| Figure 39 : Hub forces and moments at the front right wheel for the ramp test (sampling rate of 1000 Hz). | 79 |
| Figure 40 : Hub forces and moments at the rear wheel for the ramp test (sampling rate of 1000 Hz). | 80 |
| Figure 41 : Suspension positions amplitudes for the left shock (left) and the rear shock (right) for the ramp test. | 80 |
| Figure 42 : Strain amplitudes in the upper left a-arm (left) and the swing-arm (right) for the ramp test. | 81 |
| Figure 43 : Hub forces and moments at the front left wheel for the speed bump test (sampling rate of 1000 Hz). | 83 |
| Figure 44 : Hub forces and moments at the front right wheel for the speed bump test (sampling rate of 1000 Hz). | 83 |
| Figure 45 : Hub forces and moments at the rear wheel for the speed bump test (sampling rate of 1000 Hz). | 84 |
| Figure 46 : Suspension positions amplitudes for the left shock (left) and the rear shock (right) for the speed bump test. | 84 |
| Figure 47 : Strain amplitudes in the upper left a-arm (left) and the swing-arm (right) for the speed bump test. | 85 |

| | |
|---|----|
| Figure 48: Controller corrective forces and moments at the compliant joint during the double lane change (DLC). | 87 |
| Figure 49: Controller corrective forces and moments at the compliant joint during the ramp roll down..... | 87 |
| Figure 50 : Controller corrective forces and moments at the compliant joint during the 30 kph speed bump. | 88 |

1 Introduction

1.1 Mise en contexte et problématique

Le domaine des transports est de plus en plus soumis à de fortes pressions au niveau des émissions de gaz à effet de serre et de la consommation en carburant des véhicules motorisés. Pour répondre à un cadre normatif qui se resserre et à la volonté des consommateurs d'avoir accès à des véhicules plus écoénergétiques, les constructeurs s'emploient à développer des groupes motopropulseurs plus efficaces et des véhicules plus légers. On peut citer en exemple les véhicules Tesla en aluminium ou la cabine du nouveau Ford F150 fabriquée en aluminium. Dans ce contexte, en collaboration avec plusieurs industriels, le Centre de Technologies Avancées de l'Université de Sherbrooke a démarré un programme de recherche de 4 ans, ATLAS, qui vise à développer un nouveau processus de conception accéléré de châssis de véhicule récréatifs. Pour y parvenir, il est nécessaire de développer un processus d'optimisation multivariable et de maîtriser des outils de simulation prédictifs.

Le projet ATLAS a pour but la création d'un processus de conception de châssis de véhicule récréatif hautement optimisé en aluminium. Il s'agit à la fois de développer les connaissances vis-à-vis de l'aluminium, mais aussi de développer de nouveaux outils d'ingénierie prédictive. Pour ce faire, de nombreux aspects propres à la conception avancée sont évalués. Plus spécifiquement, le projet s'articule autour de quatre tâches principales : l'étude des alliages d'aluminium, de leur mise en forme et de leurs méthodes d'assemblage, la modélisation dynamique structurale, l'optimisation du châssis et la validation expérimentale.

Cette maîtrise portera donc sur la création d'un modèle numérique permettant de simuler le comportement dynamique d'un véhicule ainsi que sur la prédiction des efforts entrants et des contraintes dans un châssis.

1.2 Définition du projet de recherche

Le projet de maîtrise portera sur le développement d'outils de simulation utilisés dans le processus d'optimisation d'un châssis. Plus précisément, il consistera à développer un modèle multicorps d'un véhicule récréatif afin d'étudier son comportement dynamique et de servir de plate-forme de simulation intégrée avec un modèle par éléments finis du châssis. L'objectif visé est de pouvoir simuler les charges mécaniques à différents endroits du véhicule, les contraintes induites dans le châssis pour différents scénarios d'utilisation du véhicule ainsi

que de prédire la durée de vie utile du véhicule. Ces informations seront utilisées pour optimiser la conception des châssis afin d'en réduire la masse tout en respectant les contraintes de raideur, de résistance ultime et de durabilité. Toutefois, pour réaliser un châssis plus léger, il ne suffit pas de simplement changer le matériau ou d'enlever de la matière, il faut procéder de façon ciblée. Pour y parvenir, il est nécessaire de développer un processus d'optimisation multivariable et de maîtriser des outils de simulation prédictifs. Les grandes entreprises de l'automobile développent un processus similaire depuis quelques années. Le programme de recherche ATLAS, qui chapeaute ce projet, poursuit ce processus en considérant les contraintes propres à l'industrie des produits récréatifs.

Dans ce contexte, ce projet de maîtrise visait à évaluer les différentes méthodes qui existent pour simuler les efforts entrants et la répartition des contraintes d'un châssis de véhicule récréatif. Ainsi, la question de recherche suivante est posée :

Quelle est l'approche la plus appropriée pour prédire les efforts entrants et les contraintes dans le châssis d'un véhicule récréatif en mouvement?

1.3 Objectifs du projet de recherche

L'objectif de ce projet de maîtrise est de développer une méthodologie permettant de prédire les efforts entrants et la répartition des contraintes dans un châssis de véhicule récréatif de façon numérique. Pour ce faire, un modèle numérique multicorps du véhicule a été élaboré. La méthodologie devait être suffisamment souple pour pouvoir être applicable à :

- Tout type de véhicule récréatif avec trois roues et plus;
- Tout type d'utilisation (légère, normale, sévère);
- Différents types de techniques d'assemblage (soudage, collage pliage ...); et
- Différents alliages utilisés (acier, fonte, aluminium ...).

Il est important de déterminer le degré de précision avec lequel les efforts entrants d'un châssis de véhicule récréatif peuvent être prédits pour différents types de manœuvres allant de lente à rapide et selon divers axes de chargement préférentiel. Pour ce faire, les différents objectifs spécifiques suivants doivent être réalisés :

1. Développer un modèle paramétrique du véhicule permettant d'en simuler le comportement dynamique;
2. Conduire une validation expérimentale d'un véhicule de test :
 - a. Développer un catalogue de manœuvres de tests

- b. Instrumenter un véhicule avec les capteurs appropriés
 - c. Échantillonner les différents types de signaux générés
- 3. Développer une méthodologie pour déterminer les efforts entrants :
 - a. De façon numérique (« full » analytique)
 - b. À partir des données expérimentales (semi analytique)
- 4. Déterminer les déformations et les contraintes dans un châssis soumis à un cas de chargement et comparer les résultats expérimentaux et numériques.

1.4 Contributions originales

Bien qu'il puisse sembler trivial de connaître les efforts entrants d'une structure avant d'en faire l'optimisation, la détermination de ces efforts est complexe. Tout d'abord, la distribution des efforts entrant au sein d'une structure est dépendante de la distribution de masse et de la rigidité de cette même structure. Surtout, les techniques de prédiction des efforts entrants existantes offrent des résultats variables selon le type de cas de chargement évalué. Les cas statiques, couramment utilisés, offrent de bonnes estimations lors de manœuvre quasi-statiques, mais représentent plus ou moins bien les cas dynamiques. Heureusement, la modélisation dynamique multicorps offre la possibilité de modéliser le comportement d'assemblages complexes pendant des manœuvres dynamiques. Deux types d'approches existent en dynamique multicorps pour simuler les efforts entrants : les simulations « full » analytiques ainsi que les simulations semi analytiques. Les simulations « full » analytiques utilisent un assemblage de sous-modèles (modèle de suspension, modèle de pneus, route numérisée ...) pour reproduire dans un environnement virtuel la manœuvre à réaliser. Les simulations semi analytiques utilisent une approche de type hybride, où des données provenant d'essais physiques sont utilisées comme données entrantes au modèle multicorps. Ces données sont généralement des forces et des moments provenant de capteurs aux roues du véhicule ainsi que la position et l'orientation du véhicule dans l'espace provenant d'un GPS inertiel. Les simulations de type « full » analytiques ont été davantage étudiées dans la littérature, mais leur degré d'incertitude pour la simulation des efforts entrants est encore mal caractérisé. Les simulations semi analytiques sont encore moins bien détaillées dans la littérature scientifique. Plusieurs approches sont proposées de façon théorique, mais peu proposent des validations avec des données expérimentales pour déterminer le degré d'incertitude des simulations d'efforts entrants. Joubert, dans son mémoire de maîtrise [1], a bien recensé et évalué de façon théorique quatre différentes méthodes de simulation semi analytiques. Ses travaux ont permis de déterminer qu'une méthode utilisant les forces et moments aux roues comme données entrantes avec un contrôleur proportionnel dérivé pour

la position et l'orientation était la méthode la plus efficace et la plus versatile pour simuler les efforts entrants dans un châssis de véhicule récréatif. Toutefois, la méthode proposée n'a pas encore été testée avec des données entrantes provenant d'acquisition de données expérimentales.

La recherche proposée cherche donc à quantifier le degré de précision requis pour simuler les efforts entrants dans un châssis de véhicule récréatif en utilisant les méthodes de type « full » et semi analytiques. De plus, ce mémoire traite du prétraitement des données expérimentales ainsi que de différentes adaptations apportées à la méthode semi analytique proposée par Joubert [1] pour la rendre fonctionnelle dans un cas pratique. La méthode de simulation semi analytique proposée est robuste sur une grande plage fréquentielle en plus d'offrir un bon niveau de précision sur les efforts entrants estimés.

1.5 Plan du document

Le mémoire est divisé en quatre parties. Tout d'abord, un état de l'art présente les différents concepts scientifiques utilisés pour réaliser la recherche proposée. On y retrouve les détails des différents sous-modèles qui sont utilisés pour construire un modèle multicorps de véhicule récréatif. Par la suite, les différentes hypothèses utilisées sont présentées et expliquées. La section développement, quant à elle, est divisée en deux parties. Chaque partie est un article. Le premier, présenté au NAFEMS World Congress 2019, présente le modèle « full » analytique ainsi que ses capacités d'estimation des efforts entrants en comparaison avec des données expérimentales. Le deuxième article, soumis à la revue Multibody System Dynamics, présente le modèle semi analytique en plus de faire une comparaison de l'estimation des efforts entrants avec un modèle « full » analytique et des données expérimentales. Par la suite, une discussion plus détaillée amène quelques nuances sur les modèles utilisés ainsi que sur les résultats de simulation en plus de proposer diverses améliorations. Finalement, une conclusion complète ce document.

2 État de l'art

Cette section résume l'état de l'art nécessaire à la réalisation de cette maîtrise. Elle porte sur les techniques nécessaires à la modélisation dynamique multicorps (MBD) en plus d'aborder la modélisation de divers sous-systèmes.

2.1 Modélisation MBD

La modélisation dynamique multicorps est un type de simulation qui permet de prédire le mouvement de systèmes dynamiques complexes. Un système dynamique multicorps contient un ensemble de corps qui sont reliés entre eux par des joints qui restreignent leurs mouvements.

La dynamique multicorps peut être réalisée avec des corps rigides (aucune déformation) et des corps flexibles. Puisque le présent projet de recherche porte en partie sur la prédiction des contraintes dans le châssis à la suite de perturbations dynamiques, l'utilisation d'éléments flexibles est nécessaire pour simuler de tels résultats. Aussi, l'utilisation d'un châssis flexible modifie significativement la répartition des efforts aux points de fixations de la suspension par rapport à un châssis rigide [2].

2.1.1 Théorie

La modélisation dynamique multicorps (MBD) est basée sur les équations de mouvements de corps. Selon Chen & Hwang [2], la déformation linéaire de structure est représentée selon une combinaison de formes de modes et de coordonnées modales (Eq. 1),

$$u = \sum_{i=1}^M \phi_i q_i \quad (1)$$

où ϕ est la forme du mode et q est la coordonnée modale.

Avec les coordonnées cartésiennes (x,y,z) , les angles d'Euler (ψ,θ,β) et les coordonnées modales, les coordonnées généralisées du corps flexible peuvent être exprimées ainsi (Eq. 2),

$$\xi = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \\ \psi \\ \theta \\ \beta \\ q_i \end{pmatrix}, \quad (i=1,2,3,\dots,M) \quad (2)$$

et la position du corps flexible est définie par l'Eq. 3,

$$r_i = x + A(s_i + \phi_i q_i) \quad (3)$$

où A est la matrice de transformation entre les coordonnées globales et locales du corps. s_i est la position du centre de masse du corps non-déformé et ϕ_i est la matrice de forme modale.

On peut ainsi exprimer la vitesse v du corps déformé à partir de la position du centre de masse du corps par l'Eq. 4,

$$\begin{aligned} v_i &= \frac{dr_i}{dt} = \frac{dx}{dt} + \frac{dA}{dt}(s_i + \phi_i q_i) + A \frac{d(s_i + \phi_i q_i)}{dt} \\ &= \dot{x} + \dot{A}(s_i + \phi_i q_i) + A(\dot{s}_i + \dot{\phi}_i q_i + \phi_i \dot{q}_i) \\ &= \dot{x} + \dot{A}(s_i + \phi_i q_i) + A(\dot{s}_i + \dot{\phi}_i q_i + \phi_i \dot{q}_i) \end{aligned} \quad (4)$$

où ω est la vitesse angulaire du corps flexible, F est la matrice de transfert entre la dérivée temporelle des angles d'Euler et la vitesse angulaire. Selon [2] l'énergie cinétique s'exprime par l'Eq. 5 ,

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} \int \rho v^T v dV \\ &\approx \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N (m_i v_i^T v_i + \omega_i^T I_i \omega_i) \\ &= \frac{1}{2} \dot{\xi}^T \zeta \dot{\xi} \end{aligned} \quad (5)$$

où m_i est la masse modale et I_i est l'inertie modale du corps en mouvement.

La matrice de masse du corps flexible M est exprimée par l'Eq 6 ,

$$M(\xi) = \begin{bmatrix} M_{tt} & M_{tr} & M_{tm} \\ M_{tr}^T & M_{rr} & M_{rm} \\ M_{tm} & M_{rm}^T & M_{mm} \end{bmatrix} \quad (6)$$

où t, r et m représentent les degrés de liberté de translation, de rotation et modal. La matrice de raideur du corps flexible peut quant à elle être définie par l'Eq 7 .

$$K(\xi) = \begin{bmatrix} K_{tt} & K_{tr} & K_{tm} \\ K_{tr}^T & K_{rr} & K_{rm} \\ K_{tm} & K_{rm}^T & K_{mm} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{mm} \end{bmatrix} \quad (7)$$

La matrice de raideur se retrouve très simplifiée puisqu'il n'y a pas de contribution de corps rigide.

Selon [2], l'équation du mouvement avec un multiplicateur de Lagrange peut être écrite par l'Eq 8 .

$$M \ddot{\xi} + \begin{bmatrix} \lambda \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ \dot{\xi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D \dot{\xi} \\ K \xi \end{bmatrix} = Q \quad (8)$$

Le terme D est la matrice d'amortissement modal, $K\xi$ et $D\dot{\xi}$ sont les forces internes causées par la déformation élastique et la vitesse de déformation. Le terme λ est le multiplicateur de Lagrange, f_g est le poids de la structure et Q est la force externe.

Ainsi, on peut obtenir la déformation $\{\varepsilon\}$ et les contraintes $\{\sigma\}$ dans la structure peuvent être calculées en utilisant les coordonnées modales (Eq. 9) ,

$$\begin{aligned} \{\varepsilon\} &= [H]\{x\} \\ \{\sigma\} &= [E]\{\varepsilon\} \end{aligned} \quad (9)$$

où $[H]$ est la matrice de transfert entre l'allongement géométrique et les déformations provenant d'une analyse par éléments finis et $[E]$ est la matrice des propriétés du matériau.

Pour déterminer les contraintes dans le châssis, il sera donc nécessaire de déterminer la matrice $[H]$ relative au châssis du véhicule.

2.1.2 Types de simulation MBD

Présentement, deux grands types de simulation sont utilisés dans la MBD. Une première qualifiée de « full » analytique qui est totalement numérique alors que la deuxième, semi analytique, utilise des données provenant de résultats physiques de tests.

2.1.2.1 Modélisation « full » analytique

La méthode « full » analytique est une méthode de modélisation 100% numérique. Dans ce type de simulation, chaque partie du véhicule est représentée par un modèle (châssis, palier, suspension, pneus, route). Ainsi, des données provenant de tests complets de véhicule ne sont pas nécessaires. Seulement quelques composantes du véhicule peuvent être caractérisées expérimentalement et incluses au véhicule (suspension, palier flexible, pneu ...) ([2]-[6]).

Le système multicorps tel que modélisé dans ces logiciels consiste en un nombre fini de corps pouvant être rigides (non déformables) ou flexibles [3] (Figure 1). Ces corps sont reliés entre eux par des liaisons qui contraignent les mouvements des pièces les unes par rapport aux autres. Des éléments de force peuvent être utilisés pour relier les corps et appliquer des efforts sur ceux-ci. Ils servent à modéliser des ressorts, des amortisseurs, des actionneurs, des pneus ou des contacts.

La simulation est ensuite réalisée en faisant rouler le véhicule sur une route virtuelle. Un profil de route interagit avec le modèle de pneu pour transmettre des efforts aux roues. Plusieurs types de routes et d'obstacles sont simulés et leurs effets sur la structure du véhicule sont étudiés. Sawa et al. [7] ont ainsi simulé une piste accidentée simulant une route non asphaltée et ils ont étudié les effets de cette chaussée sur la structure d'un véhicule.

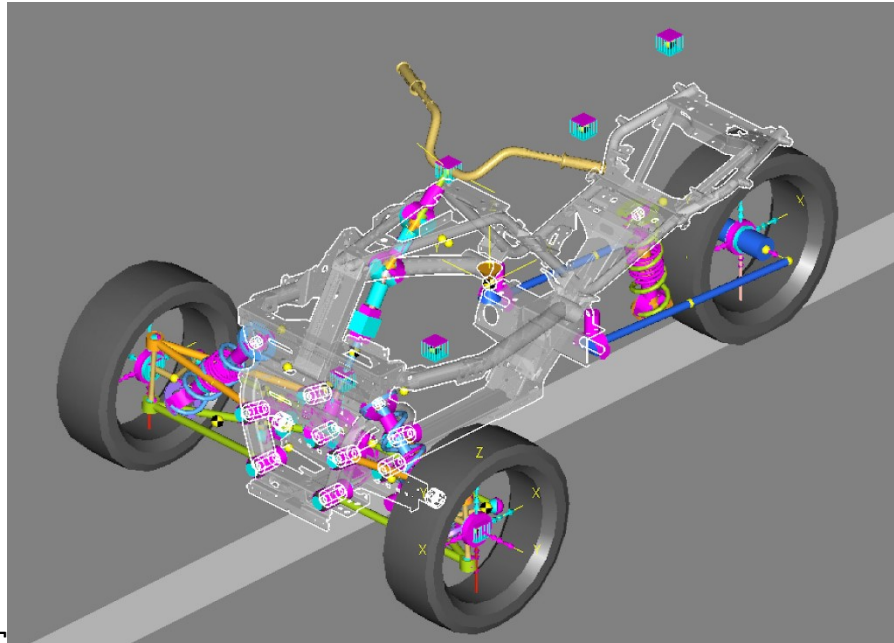


Figure 1: Modèle du Spyder F3T dans MotionSolve (Source : Projet ATLAS).

2.1.2.2 Modélisation « semi analytique »

La méthode semi analytique ressemble à la méthode « full » analytique à l'exception que les modèles de route et de pneu sont remplacés par des données expérimentales provenant d'essais sur un prototype physique appliquées directement aux axes des roues. Ainsi, les ressources reliées à la numérisation d'un profil de route ainsi que les coûts et la plage fréquentielle limitée associés au modèle de pneu commercial sont réduits.

Lors des essais expérimentaux des roues instrumentées telles des LW9.5 de Michigan Scientific (Figure 2) permettent de mesurer diverses données au niveau du moyeu de la roue:

1. Les forces dans les trois directions
2. Les moments dans les trois directions
3. Les accélérations dans les trois directions
4. La vitesse de rotation.



Figure 2: Une roue instrumentée pour véhicule tout-terrain (source : Michsci.com).

Pour réaliser une simulation de type semi analytique, une méthode par application des efforts et contrôle des erreurs de trajectoires est proposée. Cette méthode est celle proposée par Da Cruz et al. [8], Joubert et al. [9] et Tebbe *et al.* [10].

Ceux-ci ont observé que par les méthodes directes d'application d'efforts aux axes des roues, certains problèmes de dérives en position étaient observés lors de longues périodes d'intégration pendant la simulation. Par le contrôle d'erreur de la trajectoire, un contrôle actif applique des forces/moments sur le châssis du véhicule pour lui prescrire une trajectoire selon les six degrés de libertés. Le contrôleur utilisé se limite aux basses fréquences pour ne pas interférer avec les modes vibratoires du véhicule, et suit l'hypothèse que les perturbations de plus haute fréquence oscillent autour d'une valeur moyenne. La dynamique lente du contrôleur lui permet aussi de peu impacter les résultats de la simulation en appliquant des correctifs de trop grande amplitude à la trajectoire. Ainsi, cela permet au véhicule de s'écarter de sa trajectoire durant la simulation afin que la dynamique du contrôleur n'influence pas trop la simulation.

2.1.3 Comparaison entre les méthodes

La méthode « full » analytique a pour avantage d'être moins exigeante en termes d'essais expérimentaux, mais plus exigeante en termes de modélisation. Ainsi, elle est tout indiquée pour des analyses en phase préliminaire de développement de produits où les prototypes physiques n'existent pas. Aussi, les véhicules instrumentés ne représentent pas

totale de la réalité. En effet, le poids du véhicule est augmenté et la répartition de poids est changée. Dans l'industrie automobile, l'augmentation de poids peut être négligeable par rapport à la masse totale du véhicule, mais dans l'industrie du véhicule récréatif, les véhicules sont beaucoup plus légers et sensibles aux augmentations de la masse. Ainsi, des résultats provenant de simulation «semi analytique» représentent un cas particulier de l'utilisation du véhicule et non pas un cas auquel un véhicule en production serait soumis. Les résultats doivent donc être interprétés en conséquence. Les résultats de modèles « full » analytique sont grandement influencés par les modèles de pneus utilisés (voir modèle pneu). Ces derniers représentent une approximation du comportement du pneu basé sur des essais expérimentaux, sont limités sur une plage fréquentielle restreinte et sont sensibles à l'emplacement du point de contact. Les analyses qui peuvent être faites par des modèles « full » analytique sont donc un peu plus limitées.

2.1.4 Réduction modale

Selon [11], [12] et [13], le comportement vibratoire d'une structure composée de plusieurs corps peut être représenté par une combinaison des modes propres du système. En prenant comme hypothèse que les premiers modes propres du système ont le plus grand impact sur le comportement flexible de la structure, il est possible d'approximer le comportement dynamique de la structure au moyen de ceux-ci. Cette méthode a pour avantage de grandement réduire les temps de calculs des modèles par éléments finis tout en gardant une précision de calcul intéressante. Une des méthodes les plus populaires pour coupler des corps entre eux est la méthode de Craig-Bampton.

Selon [13], la méthode de Craig-Bampton a été développée pour coupler deux ou plusieurs structures entre elles qui sont définies par leurs propriétés modales. Ci-dessous, un exemple avec deux corps est présenté pour des raisons de simplicité, mais il peut facilement être augmenté à un cas multicorps. En effet, un cas multicorps reste une séquence de cas avec deux corps.

En partant de la deuxième loi de Newton, avec R comme les nœuds aux interfaces et L comme les nœuds élastiques (Eq. 10),

$$\begin{bmatrix} M_{RR} & M_{RL} \\ M_{LR} & M_{LL} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{U}_R \\ \ddot{U}_L \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{RR} & K_{RL} \\ K_{LR} & K_{LL} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_R \\ U_L \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_R \\ F_L \end{bmatrix} \quad (10)$$

où M est la matrice de corps flexible, U est le déplacement des noeuds, C est la matrice d'amortissement structurale, K est la matrice de raideur des corps flexible et F est la force externe.

Et en prenant les corps A et B qui seront couplés, il est possible de simplifier certains termes de l'équation précédente (Eq. 11) :

$$\begin{bmatrix} M_{AA}^A & 0 \\ 0 & M_{BB}^B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{U}_A \\ \ddot{U}_B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{U}_A \\ \dot{U}_B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ K_{BB}^B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_A \\ U_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_A^A \\ F_A^B \end{bmatrix} \quad (11)$$

Les structures sont connectées en égalant les déplacements aux frontières de B à ceux de A (Eq. 12) ,

$$[U_R]^B = [e][U_R]^A \quad (12)$$

où la matrice e est la transformation nécessaire faite par l'analyste pour caractériser le cas précis de conditions frontières étudiées.

Il est alors possible de caractériser le déplacement du système par l'Eq. 13,

$$[U_s] = \begin{bmatrix} U_A^A \\ U_A^B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 & 0 & 0 \\ \phi_R^A & \phi_L^A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & \phi_R^B & \phi_L^B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_R^A \\ q_m^A \\ U_R^B \\ q_m^B \end{bmatrix} \quad (13)$$

où I est une matrice identité de dimension égale au nombre de colonnes du vecteur ϕ_R , ϕ est la forme du mode et q est la coordonnée modale. Ainsi, les déplacements d'un système multicorps correspondent à l'addition des déplacements rigides et des déplacements dus aux modes propres des corps.

Tel que décrit dans [2] et [11], la réduction modale permet d'évaluer les déformations au niveau des corps flexibles. Dans le modèle MBD, chaque corps flexible du véhicule (châssis et bras de suspension) est importé avec ses différents modes propres dans une plage fréquentielle donnée. Ces modes propres proviennent d'une analyse modale par éléments finis de chaque composante. L'analyste en MBD choisit le nombre de modes propres qu'il veut

inclure au modèle. Ce nombre permet d'obtenir un équilibre entre le temps de calcul et la précision des résultats.

2.1.5 Logiciel Motion Solve

MotionView et MotionSolve [14] sont des logiciels de simulation dynamique multicorps disponible au sein de la suite Altair. MotionView permet à l'utilisateur de développer des modèles MDB à partir de bibliothèques (principalement orientées pour les véhicules) ou en important les différents éléments un à un. MotionSolve construit les équations différentielles représentant le comportement des différents degrés de liberté du système en utilisant les équations de mécanique Lagrangienne et modélise les déformations dans les corps flexibles à partir des équations présentées aux sections «2.1.1 Théorie» et «2.1.4 Réduction modale». Par la suite, MotionSolve résout numériquement le système pour représenter le comportement du système à l'aide de graphiques et d'animations. Il est même possible de faire du post-traitement de données à même le logiciel.

MotionView permet de modifier certains paramètres du modèle :

1. Le type de suspension et les points d'ancrage associés;
2. Le type de direction et les points d'ancrage associés;
3. Les caractéristiques des suspensions et des amortisseurs;
4. Les caractéristiques de raideur et d'amortissement des plots; et
5. Les masses et inerties des diverses pièces du véhicule.

2.2 Modèle de pneu

Afin de reproduire correctement le chemin de transfert des efforts, la caractérisation adéquate des pneus est nécessaire. En effet, les pneus sont des éléments très complexes principalement à cause de leur importante hystérésis et leur non-linéarité. Un simple modèle masse-ressort-amortisseur ne représente pas le comportement dynamique complexe d'un pneu. Présentement, plusieurs modèles commerciaux de pneus existent sur le marché. Le choix du bon modèle de pneu dépend surtout de l'utilisation qui en est faite. Pour chaque modèle numérique de pneus, une caractérisation expérimentale est réalisée au préalable pour évaluer certains paramètres physiques qui sont implémentés dans le modèle.

Plusieurs modèles de pneu plus ou moins complexes existent. Leur utilisation dépend principalement de la complexité de l'analyse qui est faite. Par exemple, une analyse de type

NVH impliquant un modèle de pneu demande un modèle qui corrèle sur une plus grande plage fréquentielle qu'une analyse de manœuvrabilité (Figure 3).

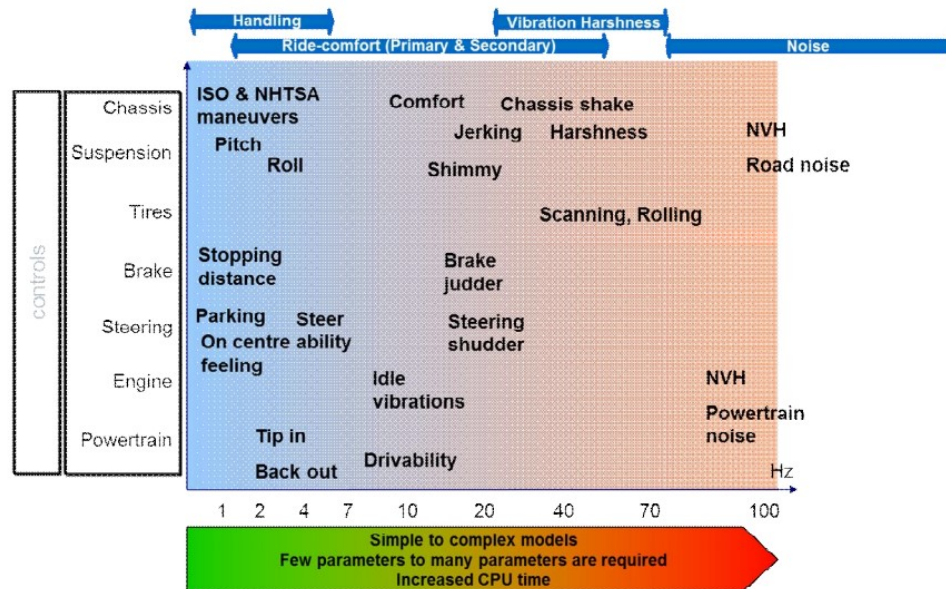


Figure 3: Les types d'analyse et leur complexité relative [15]

À ce jour, plusieurs modèles de pneus sont disponibles pour une utilisation avec des logiciels de MBD. Parmi les principaux utilisés, il existe le MF-Tyre, le MF-Swift, le FTire et le CDTire (Comfort & Durability Tire). Chaque modèle incorpore plusieurs sous-modèles pour expliquer différents aspects des comportements des pneumatiques. Aussi, leur façon de définir le point de contact avec la route est variable d'un modèle à l'autre. Selon les spécifications fréquentielles exigées pour les analyses, certains modèles de pneu sont plus appropriés (Figure 4).

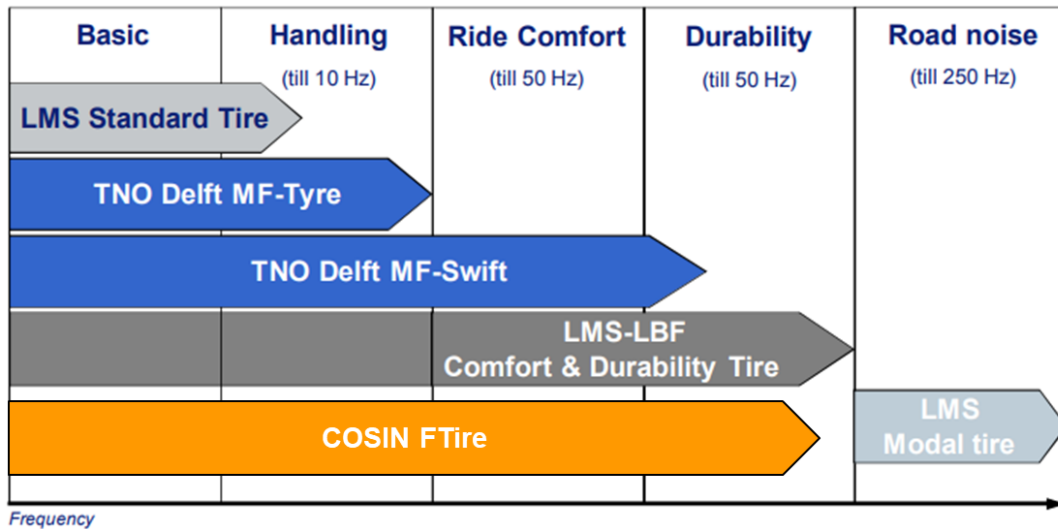


Figure 4: Plage fréquentielle d'utilisation des différents modèles de pneus [15]

2.2.1 Magic Formula et MF-SWIFT

Au CTA, le seul modèle de pneu disponible est le MF de TNO Delft-Tyre. Il sera donc le modèle de pneu abordé le plus en profondeur. Ce modèle de pneu est principalement basé sur le travail du professeur Pacejka (le modèle Magic Formula) et de la collaboration entre TNO et l'Université de Delft (toujours sous la supervision du professeur Pacejka). C'est d'ailleurs pour Magic Formula qu'on retrouve les lettres MF dans le nom du modèle. TNO Delft a aussi développé depuis quelque temps un nouveau modèle de pneu plus versatile à partir du MF-Tyre, ce qui a donné naissance au MF SWIFT. SWIFT est l'acronyme de «Short Wavelength Intermediate Frequency Tire».

Le modèle MF-SWIFT peut être utilisé pour plusieurs fonctions :

1. Manœuvrabilité (seule utilisation du modèle MF-Tyre);
2. Confort et durabilité;
3. Réponse dynamique sur une route 3D inégale;
4. Réponse des pneus pour de grands angles de cambrage; et
5. Réponses des pneus pour des changements de pression.

Le modèle permet de décrire le comportement du pneu dans le plan (vertical et latéral) et les mouvements hors plan (latéral et pilotage) jusqu'à des fréquences de 60-100 Hz.

Le modèle MF-SWIFT détermine le comportement du pneu par une combinaison de modèles qui caractérisent différents aspects du pneu ([16]-[19]) (Figure 5) :

1. Magic Formula (modèle de pneu disponible au CTA)

Les formules décrivent les forces et moments en régime permanent du pneu avec précision (généralement avec une erreur de moins de 5%). Dans le cas de conditions combinées (e.g. freinage et virage simultanés) l'erreur est inférieure à 8%. Plusieurs paramètres peuvent être modifiés pour tenir compte des différentes caractéristiques des pneus (cambrage, pression interne, ...). Pour plus d'information, les équations de la Magic Formula sont très bien décrites dans l'appendice «TNO MF-Tyre» de l'article «An improved Magic Formula/Swift tyre model» [17].

2. Modèle du glissement de la zone de contact

Un pneu ne répond pas instantanément à un changement d'angle de glissement. Une certaine distance doit être couverte pour permettre au pneu d'atteindre un niveau d'équilibre. Pour simuler ce comportement, la zone de contact entre le pneu et le sol est suspendue de façon élastique par rapport à la jante. Les forces générées par le MF sont appliquées à l'axe de la roue par une série de ressorts et amortisseurs ainsi que la masse de la carcasse du pneu.

3. Modèle d'anneau rigide

À haute fréquence (60-100 Hz), on ne peut plus considérer la roue et le pneu comme un seul corps rigide. Toutefois, la déformation de la semelle du pneu peut être négligée puisqu'il se comporte davantage comme un solide. Ainsi, la semelle du pneu est modélisée comme un corps rigide qui est relié à la jante par un modèle de masse-ressort-amortisseur à 6 degrés de liberté.

4. Modèle d'enveloppe pour obstacle

Les obstacles provoquant des impacts de courte longueur d'onde créent des comportements très non linéaires dans le pneu et changent le rayon effectif de la roue. Dans ce modèle, il est résumé que la réponse quasi statique du modèle de pneu avec un point de contact simple au sol est similaire à la réponse quasi statique d'un pneu avec une surface de contact. Aussi, les effets dynamiques locaux (au contact) sont négligés de sorte que le modèle d'anneau rigide caractérise la dynamique de l'impact. Pour simuler le contact avec une route accidentée, une technique qui utilise des cames elliptiques génère une surface de route effective. Ainsi, un réseau de cames est utilisé pour définir les ondulations de la route.

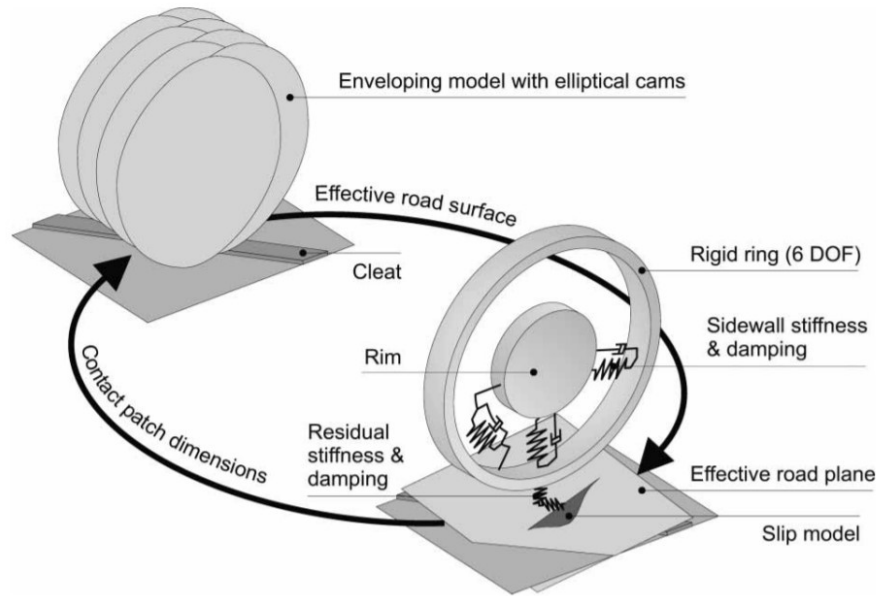


Figure 5: Représentation schématique du modèle MF-SWIFT et du modèle d'enveloppe à came elliptique [19]

2.2.2 FTire

FTire est un modèle de pneu développé par Cosin Scientific Software. Le nom FTire provient de «Flexible Structure Tire Model». FTire est basé sur un modèle par éléments finis de la carcasse flexible du pneu (Figure 6). Un modèle thermique pour tenir compte des variations des propriétés de friction du pneu avec la température, un modèle d'usure du pneu et un modèle de jante déformable sont aussi inclus. Sa plage fréquentielle est donc bonifiée par rapport au MF-Swift en plus d'identifier de façon plus distincte le point de contact du pneu ([20]-[23]). FTire est utilisé dans les cas de :

1. Manœuvrabilité;
2. Confort et durabilité;
3. Réponse dynamique sur une route 3D inégale;
4. Réponse des pneus pour de grands angles de cambrage;
5. Réponses des pneus pour des changements de pression; et
6. Vibrations.

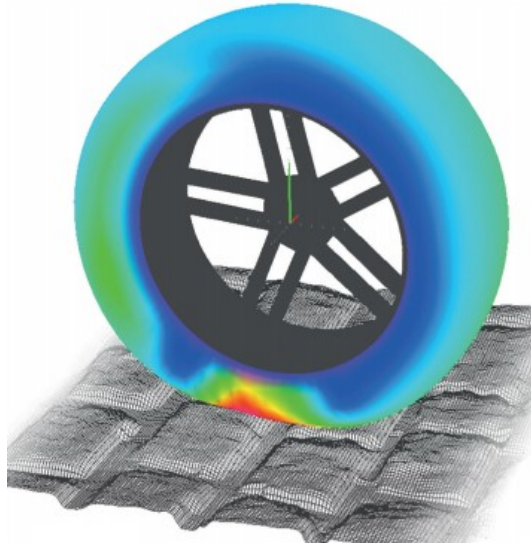


Figure 6: Représentation physique du modèle FTire [24]

2.2.3 CDTire

CDTires (Comfort and Durability Tire) est un modèle de pneu développé par le Fraunhofer Institute for Industrial Mathematics (Figure 7). Tout comme le modèle MF-Zwift, CDTire est basé sur les équations «Magic Formula» et de du modèle rigide. Toutefois, un modèle d'anneau flexible est aussi considéré par l'ajout de modèles dédiés pour chaque couche du pneu ainsi que des flancs ([25], [26]). Sa plage fréquentielle est donc bonifiée par rapport au MF-Swift en plus d'identifier de façon plus distincte le point de contact du pneu. CDTire est utilisé dans les mêmes cas que pour le modèle FTire.

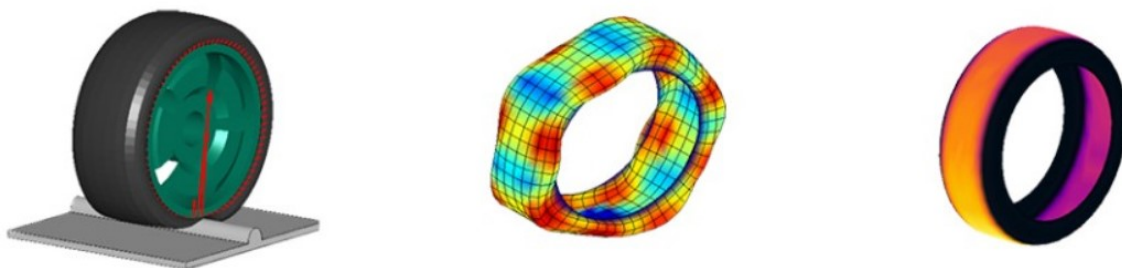


Figure 7: Représentation physique du modèle CDTire (Source : Fraunhofer ITWM)

2.3 Modèle de route

MotionSolve accepte les représentations 3D de la route sous forme de fichier OpenCRG. OpenCRG est une représentation 3D standardisée d'une route définie dans un plan

de base par sa direction (cap, angle de lacet). Le modèle est complété par une pente longitudinale (inclinaison, angle d'inclinaison) et par une pente transversale (inclinaison, cambrure, angle de roulis) [27]. Le fichier OpenCRG permet un stockage compact des spécifications d'une piste même dans le cas où les pistes sont longues. Tous les modèles de pneus décrits plus haut utilisent minimalement les fichiers de type OpenCRG comme modèle de route. À titre d'exemple, la Figure 8 présente la représentation graphique tridimensionnelle d'une section de route en pavés belges en utilisant la représentation OpenCRG.

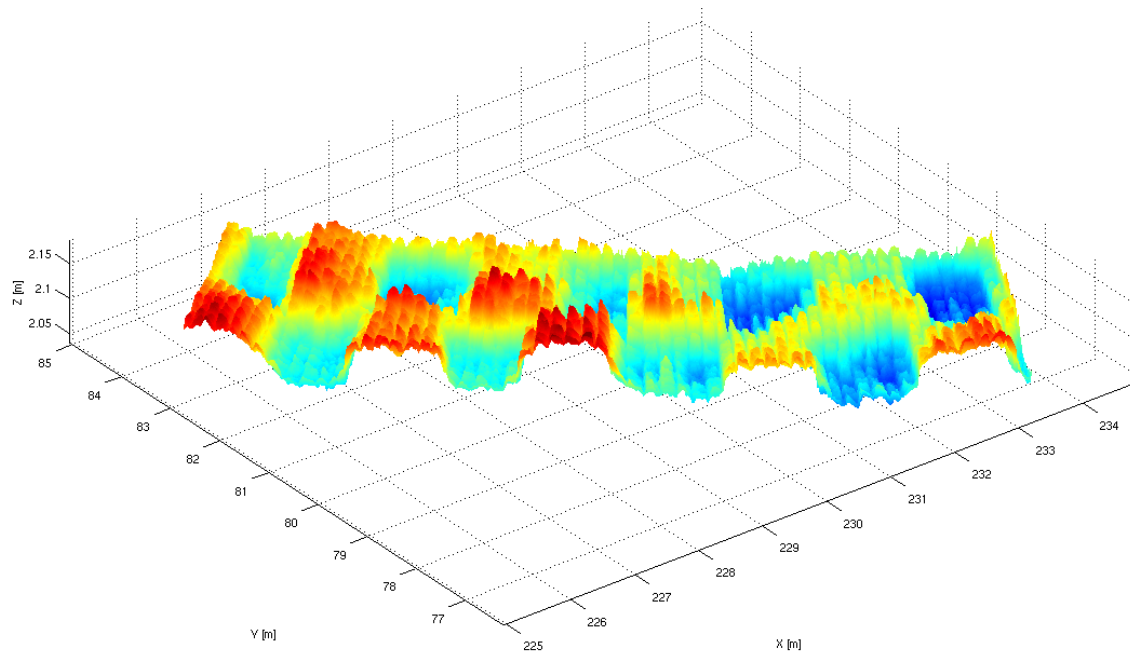


Figure 8: Représentation de pavés belges en OpenCRG (Source : OpenCRG.org)

2.4 Modèle de pilote

Dans l'automobile, le rapport entre le poids du pilote et le poids du véhicule est souvent très faible (un passager pèse environ 5% du poids d'une voiture) tandis que pour un véhicule récréatif, le poids du pilote représente environ 20% du poids du véhicule. Il est donc important de caractériser le poids du pilote et son inertie lors de modélisations dynamiques. On peut trouver dans la littérature [28] des données d'inertie, de poids et de taille permettant, à partir de données générales, de trouver les caractéristiques moyennes d'un être humain.

Aussi, pour certains types de véhicules récréatifs et dans certaines utilisations particulières, le pilote influence beaucoup le comportement dynamique du véhicule. On peut

penser aux pilotes de moto de course qui sont constamment en train de transférer leur poids de chaque côté de leur véhicule pour aider aux virages (Figure 9). De plus, lors d'une utilisation hors route, le profil du terrain fait en sorte que le pilote est amené à combattre les mouvements brusques du véhicule.

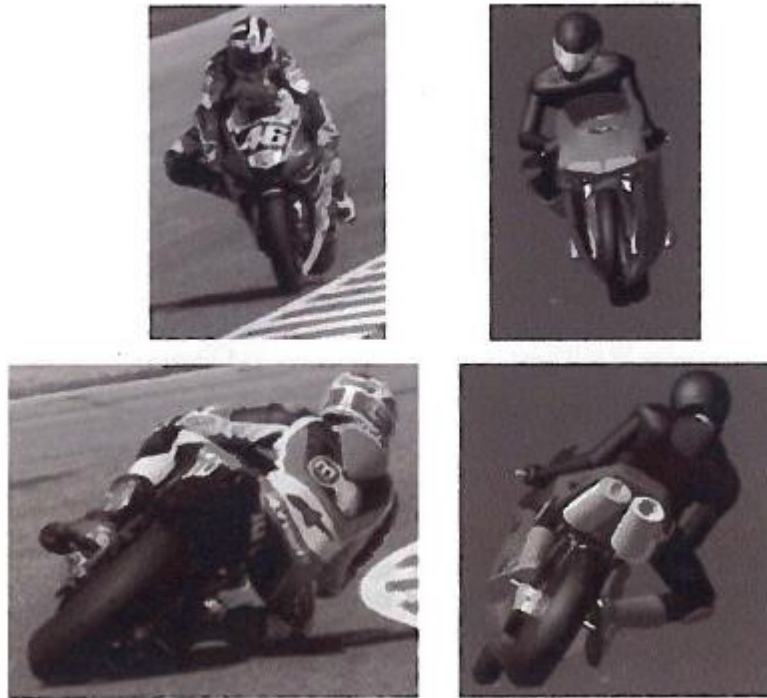


Figure 9: Exemple de déplacements du pilote actif [29]

Ici, différentes méthodes sont abordées pour modéliser un pilote. Pour davantage d'informations, les nombreux travaux du professeur Vitorre Cossalter du département d'ingénierie industrielle de l'Université de Padova sur la dynamique des motocyclettes constituent une excellente source d'information ([5], [30] et [31]).

Dans [29], un modèle passif de pilote y est décrit. Le pilote n'est pas fixé rigidement sur le véhicule et bouge sur le siège suite à la vibration du véhicule. Le modèle a 3 degrés de liberté :

1. Le déplacement latéral du bas du corps par rapport au châssis
2. Le roulis du haut du corps par rapport au bas du corps
3. Le lacet du haut du corps par rapport au bas du corps

Les mouvements du pilote sont restreints par des ressorts et des amortisseurs de sorte à reproduire les propriétés modales d'un pilote typique.

Des modèles plus complexes permettant une meilleure précision dans le transfert de masse entre le pilote et le véhicule ont été développés par Massimo et al. [32]. Le pilote est modélisé par 13 corps rigides liés entre eux par des joints élastiques de forte raideur, mais permettant un certain mouvement relatif de différents corps entre eux selon les degrés de libertés prescrits par les joints (Figure 10). D'autres joints sont utilisés pour relier le pilote au véhicule. En effet, des liaisons pour les mains (1 par poignées), pour les pieds (1 par appuie-pied) et pour le fessier (au niveau du siège) maintiennent le pilote en place. Cette configuration permet d'observer la répartition des efforts transmis par le pilote au véhicule via chaque point de contact.

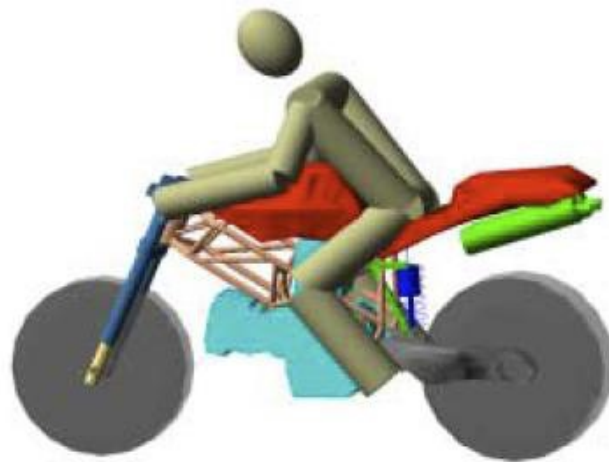


Figure 10: Modèle de pilote passif [29]

Dans [30], un modèle de pilote actif pour le contrôle de véhicule est présenté. Ce modèle permet de guider un modèle non linéaire continu de motocyclette. Le modèle cherche à imiter la façon de piloter d'un être humain puisqu'il réévalue l'action à appliquer par le pilote à chaque pas de temps dans la simulation. Le type de contrôleur utilisé est un contrôleur prédictif discret.

Il est important de noter que tous les modèles de pilote présentés sont développés pour des véhicules à 2 roues où les variations angulaires en roulis sont très importantes. L'application et l'utilité de ces modèles pour des véhicules avec davantage de roues sont encore à déterminer.

3 Hypothèses utilisées

Différentes hypothèses ont été utilisées au cours du projet. Ces hypothèses portent principalement sur la modélisation du véhicule et du pilote. Les hypothèses relatives à la modélisation sont les suivantes :

1. Les paliers élastiques sont modélisés avec des coefficients de raideur et d'amortissement constants (linéaires);
2. Il n'y a pas de couplage entre les différents axes des paliers élastiques. On utilise donc des modèles ressort-amortisseur découplés. La matrice de raideur à six degrés de liberté est donc diagonale;
3. Le comportement des amortisseurs du véhicule provient d'une caractérisation expérimentale réalisée au préalable. Il ne dépend que de la vitesse d'entrée de la tige de l'amortisseur et que la température a un impact négligeable sur le comportement;
4. De par leur débattement faible à modérer lors des manœuvres évaluées, les ressorts de suspension ont un comportement quasi linéaire;
5. Le pilote est représenté par une série de masses rigides distribuées aux points de contact entre le véhicule et le pilote (mains sur le guidon, fesses sur le siège et pieds sur les repose-pieds). Contrairement à une moto, les mouvements du pilote sont nettement moins prononcés sur un Spyder dû au style de conduite et une variation plus faible de la dynamique en roulis.
6. Les données de géométrie, de masse et d'inertie provenant de maquettes numériques ou modèles de conception assistée par ordinateur (CAO) sont jugées satisfaisantes faute d'information provenant de pièces de production.
7. Les manœuvres de test ont été réalisées avec des efforts relativement verticaux de sorte que le modèle de pneu utilisé (MF-Tyre) soit applicable.
8. De par l'amplitude des efforts transmis faible à modérer lors des manoeuvres évaluées, l'impact de la flexibilité du châssis sur la caractérisation des efforts entrant est minime de sorte que le châssis peut être modélisé comme un corps rigide.

Ces hypothèses simplificatrices permettent d'obtenir des temps de calcul raisonnables, et dont le niveau de détail correspond au niveau observé typiquement dans des applications de modèles MBD complets de véhicules ([5], [7], [8], [10], [29], [31], [33] et [34]).

4 Validation d'un modèle dynamique multicorps d'un véhicule récréatif dans un contexte d'évaluation des efforts entrants

Avant-propos

Auteurs et affiliation :

Carl. Blanchette : étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

M. Boisvert : professionnel de recherche, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie électrique et informatique.

N. Joubert : étudiant au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

D. Rancourt : professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

Y. St-Amant : professeur, Université Laval, Faculté de génie, Département de génie mécanique

A. Desrochers : professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

Date d'acceptation : 8 mars 2019

État de l'acceptation : version finale publiée

Revue : Proceedings of the 2019 NAFEMS World Congress

Référence : [Blanchette et al., 2019]

Titre français : Validation d'un modèle dynamique multicorps d'un véhicule récréatif dans un contexte d'évaluation des efforts entrants

Contribution au document :

Cet article contribue au mémoire en présentant la méthodologie de simulation de type « full » analytique en plus d'évaluer sa capacité à prédire les efforts entrants d'un châssis de véhicule récréatif. Pour ce faire, les résultats de simulation « full » analytique sont comparés avec des résultats de tests provenant d'un véhicule instrumenté réalisant quatre manœuvres

dynamiques qui chargent le véhicule, avec une amplitude variable, autant latéralement que verticalement. Ces manœuvres sont le changement de voie double, la descente d'une rampe à 5 km/h, la chute du devant du véhicule et la chute du derrière du véhicule.

Résumé français :

La prédiction des efforts entrants au châssis d'un véhicule dans des conditions d'utilisation normales et extrêmes est essentielle pour accélérer le processus de conception. Néanmoins, les charges imposées au châssis sont influencées par la conception géométrique du châssis, car sa rigidité et sa géométrie affectent la répartition des charges. Traditionnellement, les efforts entrants au châssis sont calculés à partir des charges au moyeu des roues obtenues à partir de données expérimentales provenant d'un prototype instrumenté. Ces charges, cependant, sont représentatives d'une structure spécifique et d'une distribution de poids, et les données sont souvent biaisées par l'instrumentation requise qui ajoute un poids significatif au véhicule, particulièrement pour les véhicules récréatifs.

Des modèles simplifiés tels que des modèles quarts de véhicule ainsi que des modèles avec des châssis et des bras de suspensions entièrement rigides ont été utilisés dans le passé, mais ils peuvent ne pas reproduire fidèlement le comportement réel d'un vrai véhicule. La complexité de la détermination des charges au châssis et de la répartition des contraintes provient du chemin de transfert complexe entre la route et les points de fixation de différents composants au châssis. En effet, de nombreux éléments tels que les pneus, les coussinets, les ressorts, les amortisseurs, les bras de suspension ainsi que le couplage entre eux ont un impact sur la façon dont les intrants routiers sont transférés au châssis. Une alternative intéressante est d'envisager l'utilisation de logiciels de dynamique multicorps (MBD) pour prédire les efforts entrants sur un véhicule réalisant des manœuvres spécifiques via la simulation numérique.

L'objectif de notre étude, menée au Centre de Technologies Avancées (CTA), en collaboration avec l'Université de Sherbrooke, était de valider un modèle MBD avec des données expérimentales collectées lors de manœuvres simples couvrant une large gamme de conditions de chargement. Ce modèle est basé sur l'approche « full » analytique dans laquelle un profil de route virtuel et un logiciel de modèle de pneu commercial sont intégrés dans un modèle MBD de véhicule complet. Une fois le modèle validé, d'autres analyses telles que les charges d'entrée du châssis et la déformation des pièces flexibles sont effectuées.

L'étude se concentre sur un véhicule récréatif à trois roues instrumenté, équipé d'un GPS inertiel, de transducteurs de force de roue, de jauges de contrainte et de potentiomètres pour mesurer la course de la suspension. Les données ont été obtenues à partir d'un véhicule effectuant de nombreuses manœuvres dynamiques représentatives des conditions de conduite normales.

L'utilisation de simulations « full » analytique s'est avérée être un outil performant pour prédire les efforts au châssis, démontrant ainsi la pertinence d'intégrer ce type de simulation dans le processus de conception d'un châssis. L'utilisation de simulations MBD au stade préliminaire de la conception d'un produit peut réduire le temps de développement et le coût, car les premiers prototypes seraient potentiellement plus matures.

Multi-Body Dynamic model validation of a recreational vehicle in the perspective of frame load evaluation

Master's student C. Blanchette, M. Boisvert, PhD, Ph.d candidate N. Joubert
(*Centre de Technologies Avancées - BRP - UdeS, Université de Sherbrooke, Canada*);

Pr. D. Rancourt, Pr. A. Desrochers
(*Université de Sherbrooke, Canada*);

Pr. Y. St-Amant
(*Université Laval, Canada*);

Abstract

Prediction of vehicle frame loads in both normal and extreme operating conditions is essential to accelerate the design process. Nevertheless, the loads imposed to the frame are influenced by the frame design itself as its rigidity and geometry affect the load distribution. Traditionally, frame loads are calculated from hub loads that are obtained from experimental data collected from an instrumented prototype. These loads, however, are representative of a specific frame and weight distribution, and the data is often biased by the required instrumentation that adds significant weight to a vehicle, in particular for recreational vehicles [35]. A promising alternative is to consider the use of Multi-Body Dynamics (MBD) software programs to predict input loads on a vehicle going through specific maneuvers via numerical simulation. Use of MBD simulations in the preliminary stage of a product design can reduce the development time and the cost as early prototypes would be more mature.

Simplified models such as quarter vehicles ([3], [36]) and fully rigid frame and suspension links ([2], [5], [8]) have been used in the past but they may not capture the actual behavior of a real vehicle. The complexity of determining frame loads and stress distribution stems from the detailed transfer path between the road and the hard points on the frame. Indeed, numerous items such as tires, bushings, suspension and suspension links as well as the coupling between them impact how road inputs are transferred to the frame.

The aim of our study, conducted at the Centre de Technologies Avancées (CTA), in collaboration with the Université de Sherbrooke, was to validate an MBD model with experimental data collected during simple maneuvers that cover a large range of loading conditions. This model is based on the «full analytic» approach in which a virtual road profile

and a commercial tire model software are incorporated into a complete vehicle MBD model ([2], [4], [5], [9] and [12]). Once the model is validated, further analysis such as frame input loads and flexible parts strain are performed.

The study focuses on an instrumented three-wheeled recreational vehicle equipped with an inertial GPS, wheel force transducers, strain gages and potentiometers to measure suspension travel. The data was obtained from a vehicle performing numerous dynamic maneuvers representative of normal driving conditions.

4.1 Introduction

Frame loads are required when designing and optimizing a structure. For steady state operating conditions, these loads are relatively simple to estimate by performing a static analysis on the structure assembly. In the case of complex dynamic loading, determining the loads may be challenging.

In the case of recreational vehicles, the loads on the contact points between the suspension arms and the frame are an important design variable. Unfortunately, no direct measurement of these loads can be obtained from standard instrumentation on a production vehicle as these contact points are in inaccessible areas. Fortunately, multi-body dynamic (MBD) provides a means of predicting these loads.

The aim of this study was to calibrate and validate a vehicle MBD model using experimental data from a three-wheeled recreational vehicle (Figure 11). The modeling is based on a «full analytic» approach ([2], [4], [5], [8], [9] and [37]) that includes several subsystems experimental models (i.e. tires, suspension, ...).



Figure 11: BRP Can-Am Spyder (source: Bombardier Recreational Products)

Validation of the MBD model for predicting complex loading cases, such as irregular roads and simultaneous events (i.e. turning while braking), was performed on numerous simple load-cases that cover multiple types of loading conditions. The validation process was conducted in two stages. Firstly, the mass of the vehicle as well as its center of mass were calibrated precisely from experimental data. Secondly, dynamic characteristics of the vehicle were validated with three different maneuvers, laterally and vertically loading the vehicle with moderate to high intensity. The detailed validation process is shown in Figure 12.

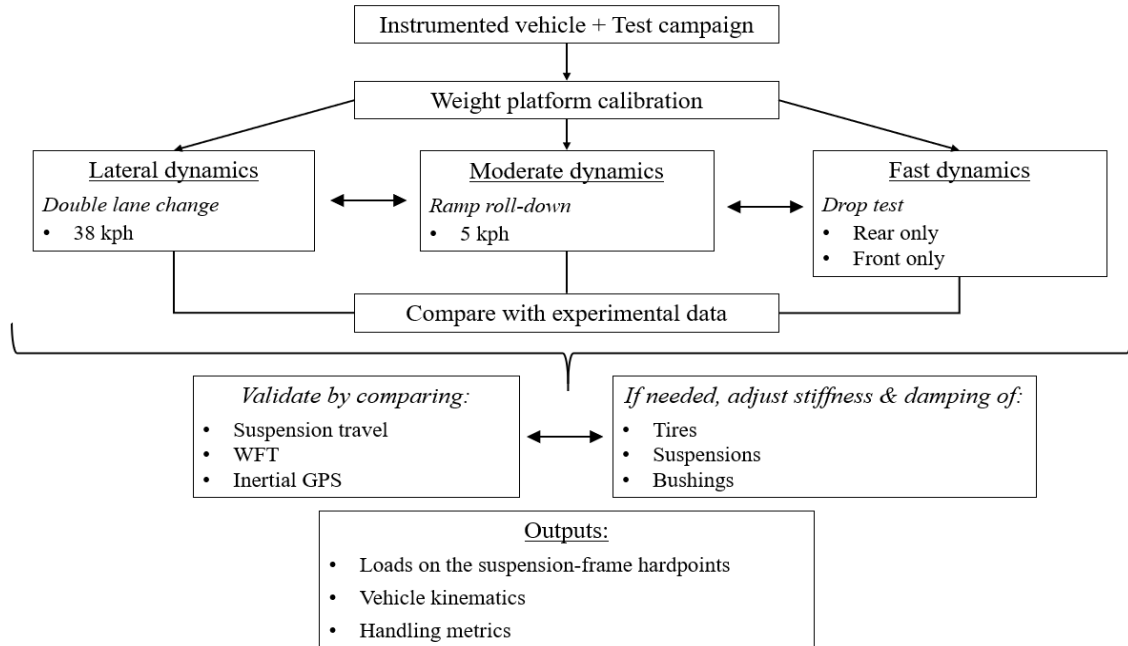


Figure 12: Calibration and validation procedure for the MBD model

4.2 Vehicle Model

The MBD model developed is a three-wheeled recreative road vehicle (Figure 13). The frame is a steel tube welded construction. The front suspension system is a double a-arm type, the rear suspension system is a swing-arm type and the steering system is a single pitman arm type with a handlebar. The engine is fixed on the frame with three rubber mounts to limit vibration transmission to the frame. The mounts, the a-arm and swing-arm pivots are modeled as linear bushings. For each a-arm and swing-arm, a Craig-Bampton modal reduction ([6] and [38]) was performed on OptiStruct (Altair Engineering, Troy, MI, USA) to create flexible elements for dynamic simulations. Chen & Wang [2] showed that flexible elements in a vehicle structure also store potential energy during dynamic simulation which impacts vehicle

behavior. However, the frame is modeled as a rigid body. MotionSolve software (Altair Engineering, Troy, MI, USA) is used to build the MBD model.

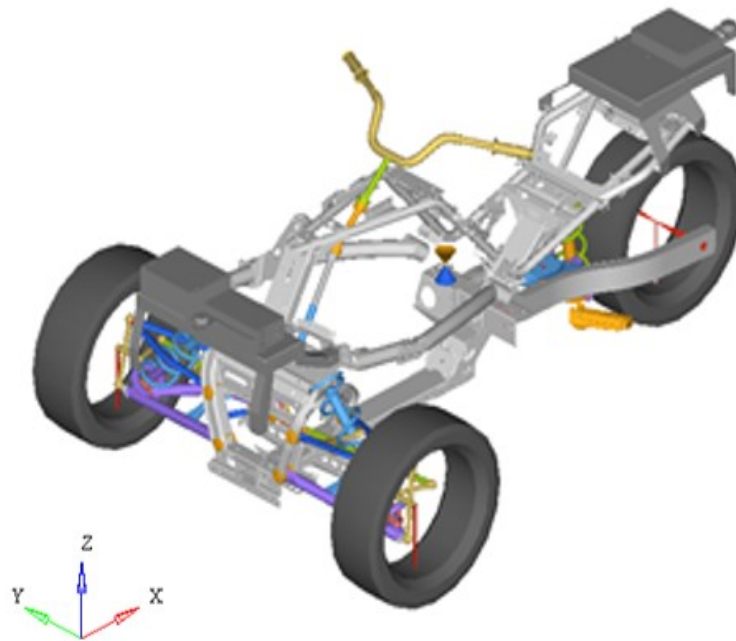


Figure 13: Vehicle MBD model

The methodology used to construct the MBD model is the following:

1. Localization of hard points on the vehicle based on vehicle CAD
2. Selection of joint type and orientation between the different bodies
3. Determination of the mass and inertias of the different vehicle bodies
4. Integration of the experimental characterization into the model
 - a. Spring stiffness
 - b. Damping curve (force vs speed in compression and rebound)
 - c. Bump and rebound stops location
 - d. Bump and rebound stops behaviour (force vs. displacement curve)
 - e. Elastic and friction properties of bushings
5. Integration of flexible elements

An MF-Tyre ([17] and [35]) model is used in the simulation. This model is one of the industry standards for vehicle handling simulations. Both front and rear tire have been characterized to evaluate their stiffness and damping characteristics. The MF-Tyre model is based on the Magic Formula from the work of Pr. Pacejka from Delft University of Technology [37]. According to [17], the tire model is limited when simulating uneven roads, frequency inputs over 8 Hz and large tire deformation.

The total mass of the vehicle, including the frame, the powertrain and the test instrumentation was 490 kg. An 80 kg pilot was also modeled as a rigid body fixed to the frame and the handlebars.

For higher vehicle speeds (over 15 kph), aerodynamic drag resistance (F_x) is non-negligible. It is modeled using Eq. 14 and it is exerted at the center of mass of the vehicle as a first approximation.

$$F_x = \frac{1}{2} \rho C_x A V^2 \quad (14)$$

where, ρ is the air density, $C_x A$ is product of the frontal area and the drag coefficient and V is the longitudinal speed relative to airspeed.

4.3 Test protocol

The test protocol was conducted in two phases. The first phase gathered experimental information to calibrate the fully instrumented vehicle weight while the other phase validated the vehicle behavior on both lateral and vertical load-case conditions in moderate to high intensity operation. The objective was to validate the MBD model using simple maneuvers that cover a large spectrum of loading conditions.

4.3.1 Weight platform test

The weight platform calibration test consisted in measuring the vertical forces exerted by the tires while the vehicle was at rest on digital scales. The two front scales were on rollers to compensate for the lateral displacement of the wheels caused by the displacement of the front suspension under load. Two conditions were analysed:

1. Flat ground
2. The front wheels being lifted by 30 cm

By measuring the vertical forces on the tires for different pitch angles of the vehicle, the location of the x and the z positions of the center of gravity were determined using the equations below:

$$X_r = \frac{W_b m_f}{m_r + m_f} \quad (15)$$

$$X_{ru} = \frac{W_b m_{fu}}{m_{ru} + m_{fu}} \quad (16)$$

$$Z = \frac{X_r \cos(a) - X_{ru}}{\sin(a)} + Z_{wr} \quad (17)$$

where X_r is the CG position measured from the center of the rear wheel (Figure 4), W_b is the wheelbase, m_f is the mass readings on the front scales, m_r is the mass reading on the rear scale, a is the pitch angle variation achieved from rising the front wheel, Z_{wr} is the radius of the rear wheel and the subscript «u» means that this variable comes from the scales at the lifted end of the vehicle. Eq. 17 is based on the assumptions that the suspension compression and the wheel base variations when lifting the vehicle are negligible compared to the vehicle resting on ground.

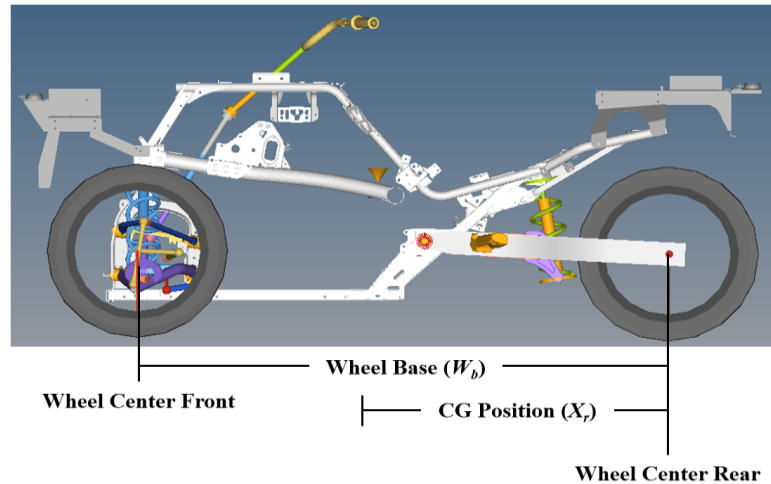


Figure 14: CG position variables

4.3.2 Double lane change test

This test is inspired by the International Standard ISO 3888-2 norm. This maneuver produces moderate lateral stress to the vehicle, generating roll and yaw dynamics. The electronic stability control system must not be triggered at any time during the tests. Thus, the vehicle approach speed is iterated to figure out the highest allowable speed that maximises the dynamic in yaw while not triggering the stability system.

This maneuver consists in accelerating the vehicle in the right lane up to a desired speed. Then, at the «throttle release» point (12 m before the start of the lane change), the pilot releases the throttle and disengages the clutch before proceeding to the lane change. An initial speed of 38 kph is selected for the test.

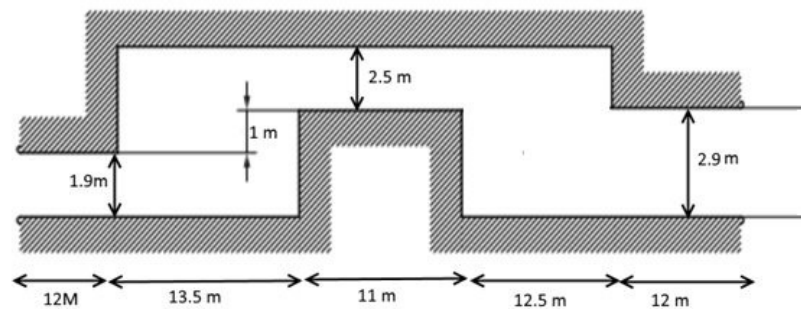


Figure 15: Double lane change test dimensions (modified from ISO 3888-2)

4.3.3 Ramp roll-down test

This maneuver consists in descending an incline plan of 10.2° with various initial speeds before returning to a horizontal surface (Figure 16). When the desired initial speed is obtained on the flat platform at the top of the ramp, the pilot disengages the clutch before starting the roll-down. It produces moderate vertical loads on the vehicle.

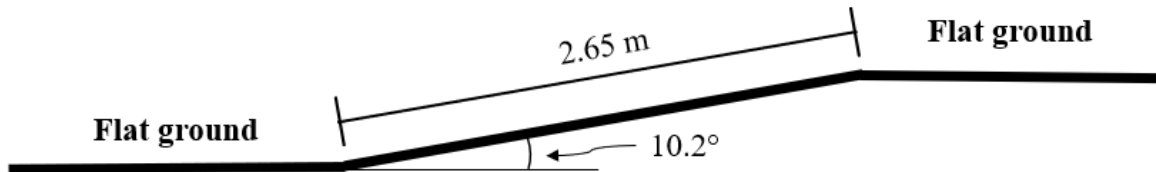


Figure 16: Ramp roll-down test dimensions

The ramp maneuver was conducted with an initial speed of 5 kph at the top of the ramp. Faster initial speeds would make the front of the vehicle hit the ground as the front suspension compresses extensively.

4.3.4 Drop test

The drop test is a high dynamic maneuver which triggers a fast vertical response of the vehicle. The vehicle, without a pilot, is lifted to a certain height using a winch and is released using a quick-release mechanism. To simplify the test and to limit the interactions between the different subsystems of the vehicle, the drop test is conducted in a sequential way. At first, only the front wheels are dropped and then, only the rear wheel is dropped. That way, it is easier to isolate the behavior of each subsystem when analysing the data.

For each test, the vehicle is lifted to a point when the suspension is at full extension (i.e. supported by the rebound stops). Larger drop heights would cause important tire deformation which would not be suitable for an MF-Tyre model.

4.3.5 Instrumentation on the vehicle

The test vehicle is instrumented with numerous sensors to record the vehicle dynamics. The instrumentation is listed in Table 1.

Table 1: Instrumentation used during the tests

| Instrumentation | Location | Readings | Sampling Rate (Hz) |
|-----------------------------------|---|--|---------------------------|
| 2 x linear potentiometers | On each front suspension | -Travel of the front suspensions | 2000 |
| 1 x rotational potentiometer | On the rear suspension | -Travel of the rear suspension | 2000 |
| 1 x inertial GPS | On the front of the vehicle mounted on a custom rigid bracket | -Linear and angular position, speed and acceleration of the vehicle | 200 |
| 3 x Wheel force transducers (WTF) | On each wheel | -Forces and torques at the wheel hubs | 1000 |
| Vehicle CAN Bus | From the vehicle on-board computer | -Vehicle speed -Steering angular position -Electronic stability control system state | 100 |
| 1 x directional strain gauge (J1) | On the vehicle left lower a-arm (Figure 7) | -Directional strain | 2000 |
| 1 x 45° rosette (JSA1) | On the left side of the swing-arm (Figure 7) | -Principal and Von Mises strains | 2000 |

Strain gauge and rosette placement was based on a finite element analysis of the static load-cases of the vehicle to localize the areas where the strain amplitude was high enough to

provide good readings for the three test maneuvers. The positions of the gauge J1 and JSA1 are shown in Figure 17.

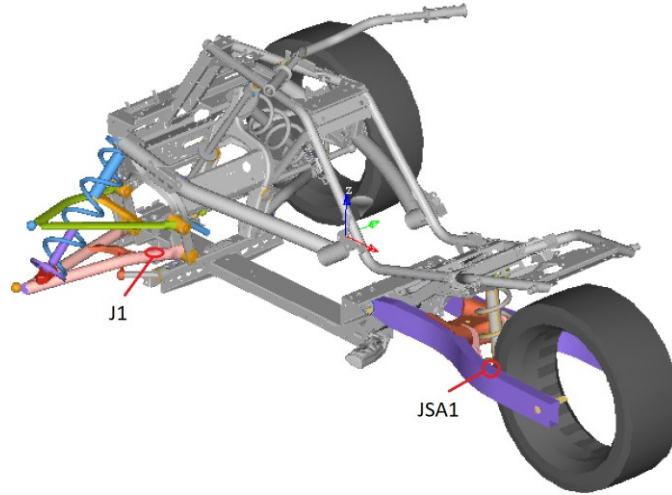


Figure 17: Strain gauge locations

4.4 Results & analysis

4.4.1 Weight platform calibration simulation

Instrumentation of a vehicle increases its mass at different locations on the prototype, thereby influencing its dynamic behavior. In this study, instrumentation added around 65 kg ($\approx 15\%$ of the vehicle weight), but some fairings and other non-structural part of the vehicle were removed to allow space for the sensors. Also, precise information on the mass of fluids such as fuel, oil and cooling fluids was limited. Since mass has a significant impact in dynamic simulations, special care was taken to calibrate the model as best could be.

Knowing the x, y and z coordinates of the CG location of the instrumented vehicle from Equations 2 to 4 and using data from the weight platform test, the mass distribution of the simulated production vehicle was adjusted to compensate for the instrumentation and fluids mass gain and positioning. The mass distribution of the vehicle had to be calibrated before doing any dynamic simulations.

In this study, the sprung weight (frame, instrumentation, engine, transmission, ...) is corrected from the initial masses information to correlate with the weight platform readings.

In fact, 11,5 kg of mass were removed from the initial estimations while the center of mass was slightly relocated as shown in Table 2. Once the mass and distribution on the vehicle is within a 1 % precision range, it is then possible to use the MBD model in dynamic simulations.

Table 2: Model mass corrections performed to calibrate with static experimental data

| Elements | Corrections made to theoretical model |
|-------------------------------|--|
| Sprung weight | -11.5 kg |
| X - Sprung weight CG Location | +71 mm |
| Y - Sprung weight CG Location | +19.3 mm |
| Z - Sprung weight CG Location | -14.5 mm |

Results of the mass validated vehicle with the experimental data are listed in Table 3 and Table 4, and the CG location is listed in Table 5. WFTs data were corrected to include the wheel weight in the readings.

Table 3: Weight distribution on the wheels - Flat ground

| Type | Vertical force - Left [N] | Vertical force - Right [N] | Vertical force - Rear [N] |
|--------------------------------|----------------------------------|-----------------------------------|----------------------------------|
| Simulation | 1488.1 | 1435.0 | 1871.5 |
| Experimental - Weight platform | 1489.3 | 1431.4 | 1872.8 |
| Experimental - WFT | 1486.5 | 1434.9 | 1867.9 |

The maximum relative error with the weight platform is 0.25% while the average is 0.13% with a maximum of 0.19% and an average of 0.10% for the WFT.

Table 4: Weight distribution on the wheels - Front raised by 12 inches

| Type | Vertical force - Left [N] | Vertical force - Right [N] | Vertical force - Rear [N] |
|-----------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------|
| Simulation | 1446.2 | 1392.6 | 1956.1 |
| Experimental - Weight platform | 1453.7 | 1382.3 | 1957.5 |
| Experimental - WFT | 1456.9 | 1380.5 | 1949.0 |

The maximum relative error with the weight platform is 0.75% while the average is 0.44% with a maximum of 0.88% and an average of 0.67% for the WFT.

Table 5: Calculations of CG position based on Equations 2 to 4

| CG | X [mm] | Y [mm] | Z [mm] |
|-----------------------------------|---------------|---------------|---------------|
| Simulation | 1041.7 | 11.9 | 178.7 |
| Experimental - Weight platform | 1041.1 | 13.0 | 179.2 |
| Experimental - WFT | 1042.3 | 11.5 | 174.3 |

4.4.2 Double lane change simulation (DLC)

In the DLC simulation, the experimental steering position is used as the main input to

the simulation. Moreover, the vehicle is controlled to reach the vehicle experimental initial speed. Figure 18 shows the XZ plane force amplitude obtained from the three WFTs and the left and rear suspension positions. Unfortunately, the right linear potentiometer was faulty for these experimental tests. Figure 19 shows the vehicle speed, yaw and roll and the strain obtained from the a-arm gauge (J1) and the swing arm gauge (JSA1). The simulated strain values were corrected to fit the zero output of the strain gauges which is set with the vehicle resting on the ground without a pilot.

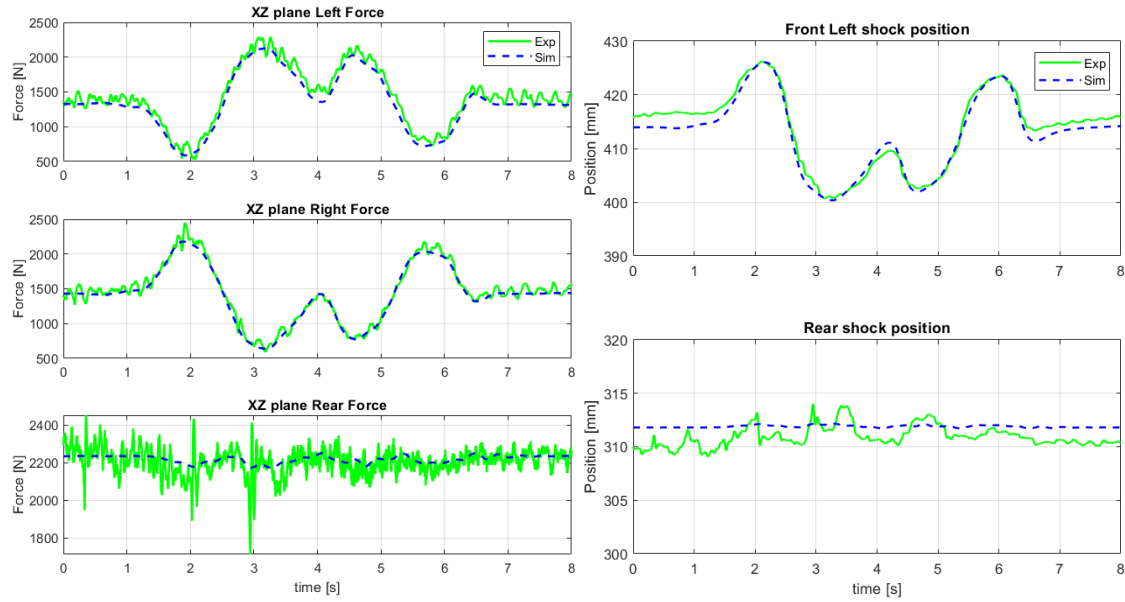


Figure 18: Hub XZ plane force amplitudes and shock positions comparison for the DLC

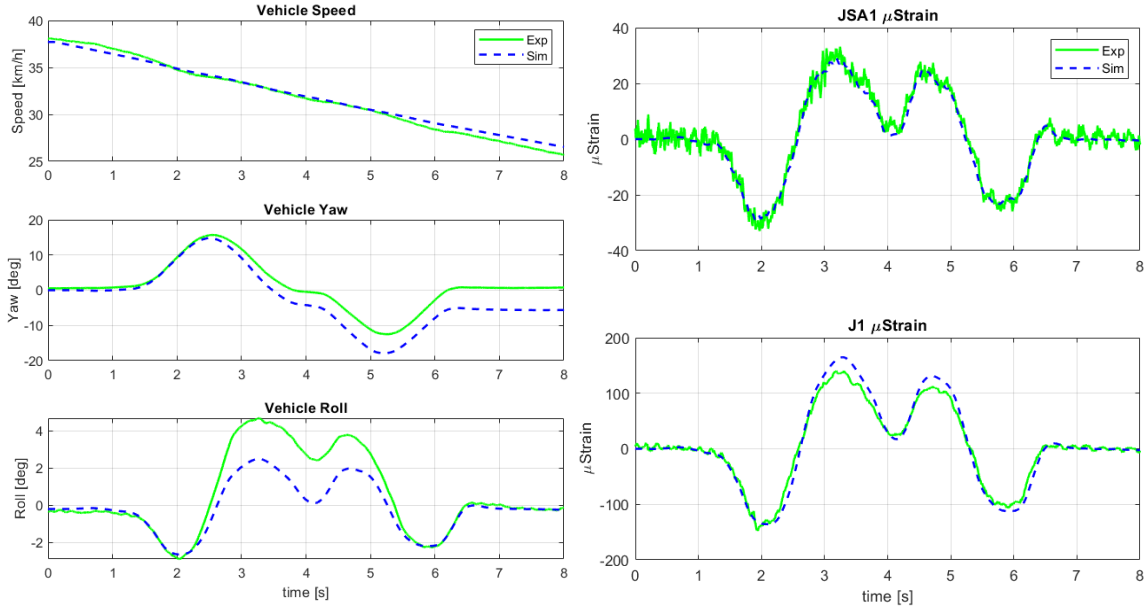


Figure 19: Inertial GPS and strain data comparison for the DLC

For these tests, simulation results with basic modelling parameters show comparable behavior with the experimental data (Table 6). Indeed, standard deviation is small, and the coefficient of determination is always above 95%. As seen in Figure 19, the yaw and roll simulation results show some differences. The variations between the yaw values are explained by the higher slip angle of the rear tire during the simulation. The variations between the roll values are explained by the road curvature which was not included into the simulation.

Table 6: Standard deviation and coefficient of determination for the DLC test calculated between 1 s and 7 s.

| Variables | Standard deviation (σ) | Coefficient of determination (R^2) [18] |
|----------------------|---------------------------------|---|
| XZ plane left force | 107.46 [N] | 0.95 |
| XZ plane right force | 65.11 [N] | 0.98 |

| | | |
|---------------------|-----------|------|
| Left shock position | 1.23 [mm] | 0.98 |
| JSA1 Strain | 2.55 | 0.98 |
| J1 Strain | 14.5 | 0.97 |

4.4.3 Ramp simulation

Ramp test data are compared to experimental data by analyzing the position of the suspension, the XZ plane force amplitude given by the wheel force transducers, the pitch angle, the speed and the strain gauges readings. Results for the ramp test are presented in Figure 20 and Figure 21. The simulated strain values were corrected to fit the zero output of the strain gauges which is set with the vehicle resting on the ground without a pilot.

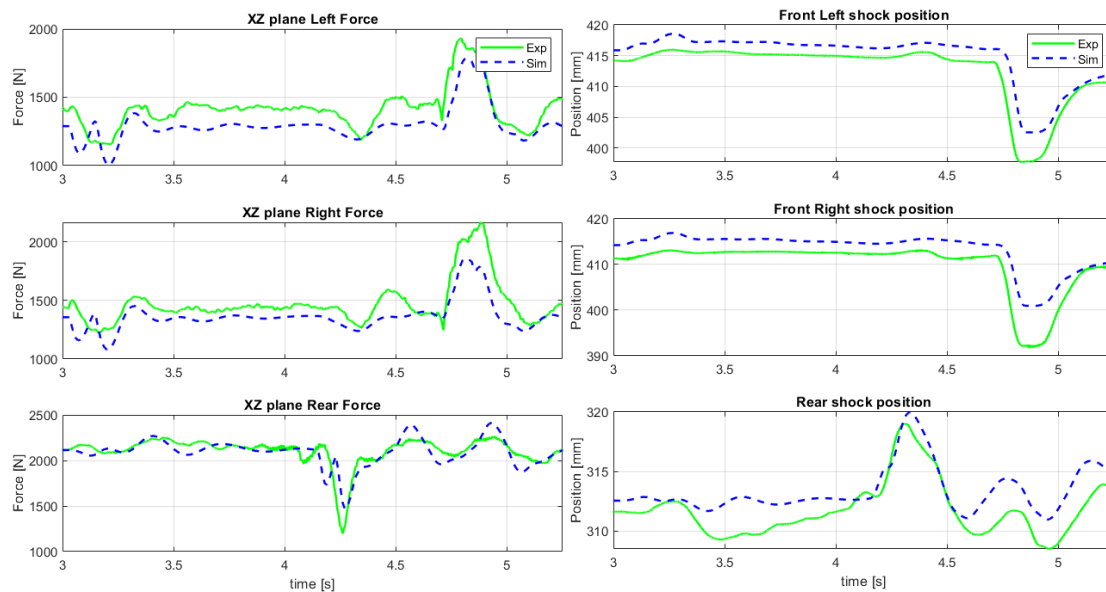


Figure 20: Hub XZ plane force amplitudes and shock positions comparison for the ramp test.

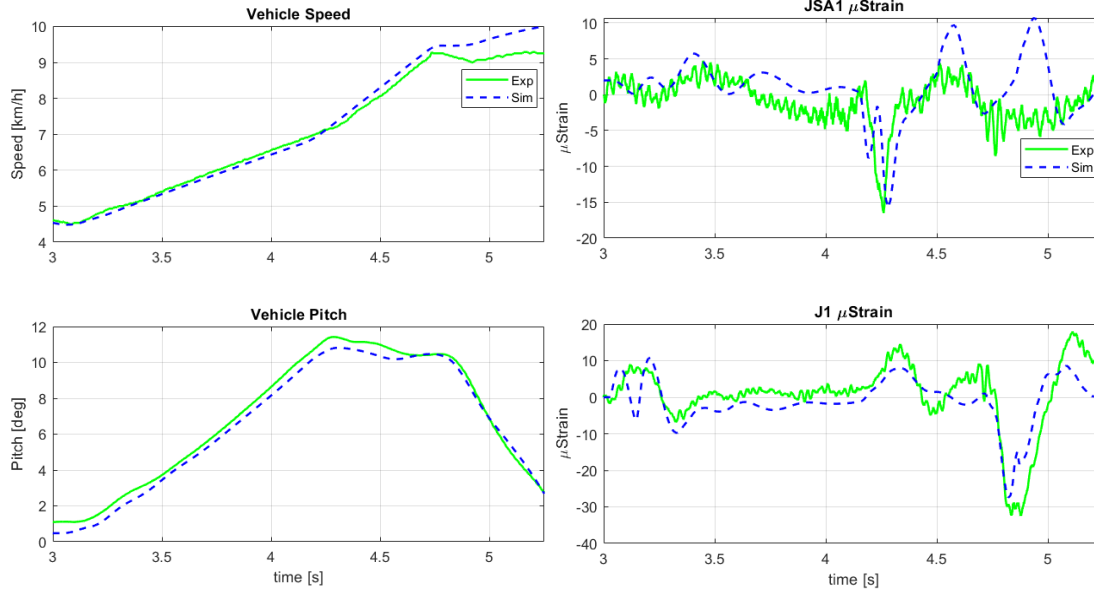


Figure 21: Inertial GPS and strain data comparison for the ramp test.

In the above figures, the front wheels of the vehicle reach the top of the ramp at 4.1 s. Then, the rear wheel reaches the top of the ramp at 4.2 s. Finally, the front reaches the bottom of the ramp at 4.75 s. Discrepancies are observed between the model results and the experimental data. The vertical peaks of the XZ plane forces come from the precise contact point calculation in the tire model. Indeed, MF-Tyre calculates a single point of contact with the ground surface. On sharp edges such as the top and the bottom of a ramp, the contact point shifts rapidly from the top of the sharp edge to another point further down the ramp. This behavior, that can be seen at 3.1 s and 4.2 s, leads to simulation errors (Table 7) and shows the limitation of the «full analytic» simulation using MF-Tyre.

Table 7: Standard deviation and coefficient of determination for the ramp test calculated between 3 s and 5.25 s.

| Variables | Standard deviation (σ) | Coefficient of determination (R^2) [18] |
|----------------------|---------------------------------|---|
| XZ plane left force | 134.33 [N] | 0.186 |
| XZ plane right force | 137.63 [N] | 0.433 |

| | | |
|----------------------|------------|-------|
| XZ plane rear force | 109.32 [N] | 0.485 |
| Left shock position | 2.57 [mm] | 0.716 |
| Right shock position | 3.91 [mm] | 0.512 |
| Rear shock position | 1.93 [mm] | 0.288 |
| JSA1 Strain | 3.99 | -0.63 |
| J1 Strain | 5.67 | 0.61 |

4.4.4 Drop test simulation

Simulation results for the drop test are compared to experimental data by analyzing the position of the suspension, the XZ plane force amplitude given by the wheel force transducers, the pitch of the vehicle and the strain gauges readings. Results for the front drop are presented in Figure 22 and Figure 23 while the results of the rear drop are shown in Figure 24 and Figure 25. The simulated strain values were corrected to fit the zero output of the strain gauges which is set with the vehicle resting on the ground without a pilot.

4.4.4.1 Front Drop

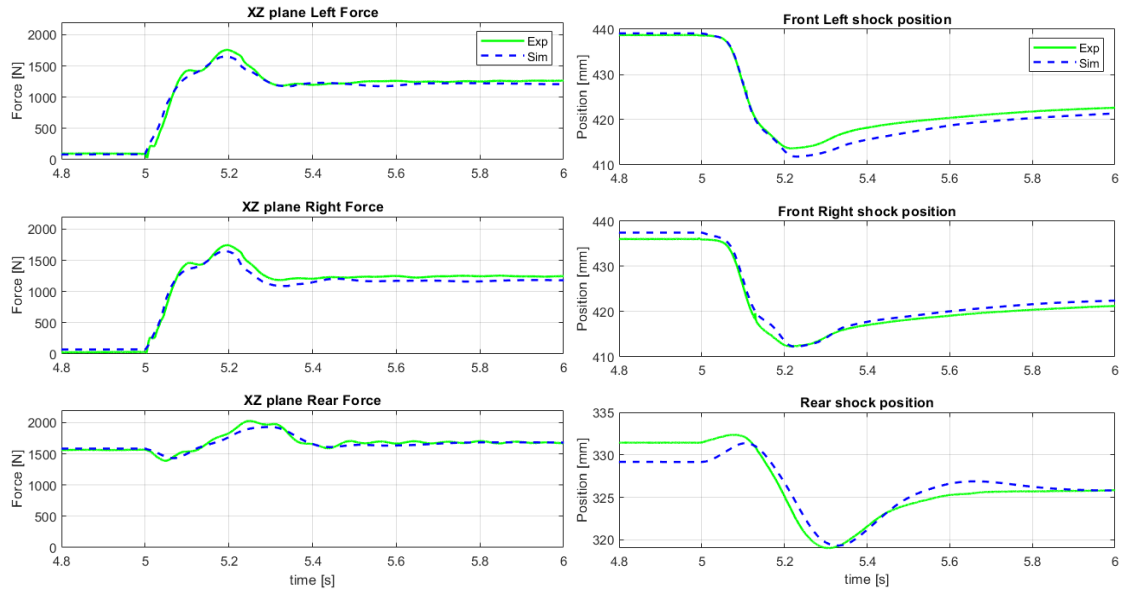


Figure 22: Hub XZ plane force amplitudes and shock positions comparison for the front drop

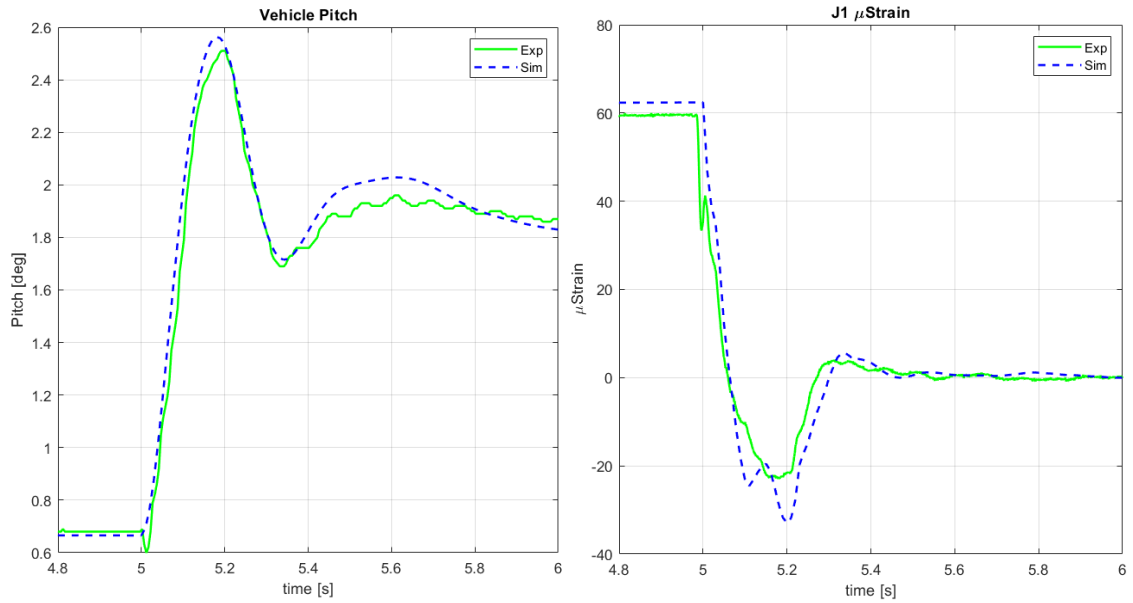


Figure 23: Inertial GPS and strain data comparison for the front drop

Simulation results with the base modelling parameters show comparable behavior with the experimental data (Table 8). Although, the coefficient of determination for the strain is lower than that of other metrics, the strain amplitude was comparable to the experimental data.

Table 8: Standard deviation and coefficient of determination for the front drop test calculated between 5 s and 6 s.

| Variables | Standard deviation (σ) | Coefficient of determination (R^2) [18] |
|----------------------|---|---|
| XZ plane left force | 59.21 [N] | 0.951 |
| XZ plane right force | 78.38 [N] | 0.991 |
| Left shock position | 1.73 [mm] | 0.914 |
| Right shock position | 1.1 [mm] | 0.961 |
| J1 Strain | 5.19 | 0.719 |

4.4.4.2 Rear drop

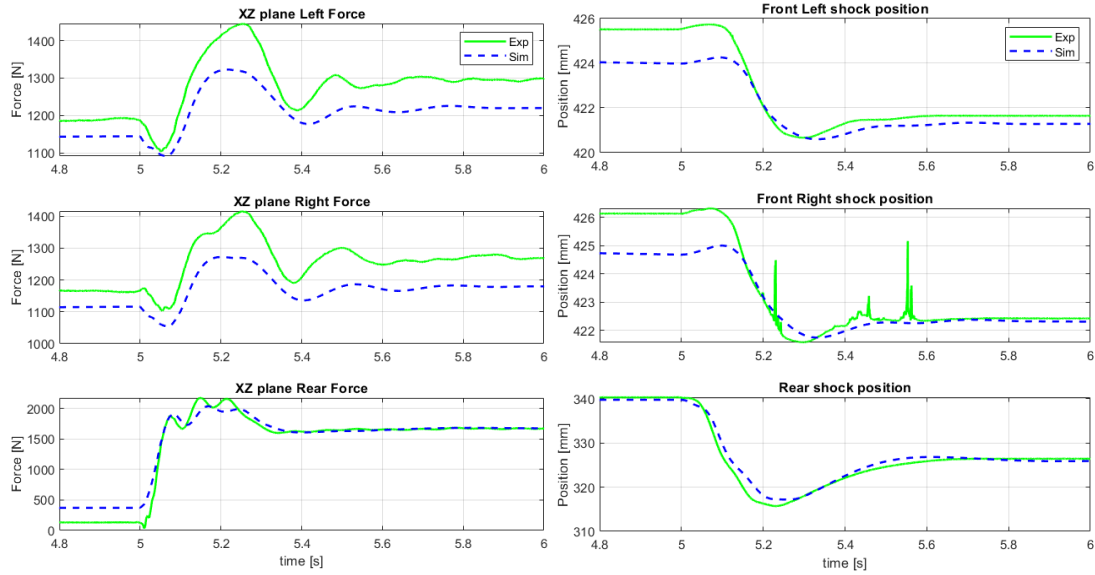


Figure 24: Hub XZ plane force amplitudes and shock positions comparison for the rear drop

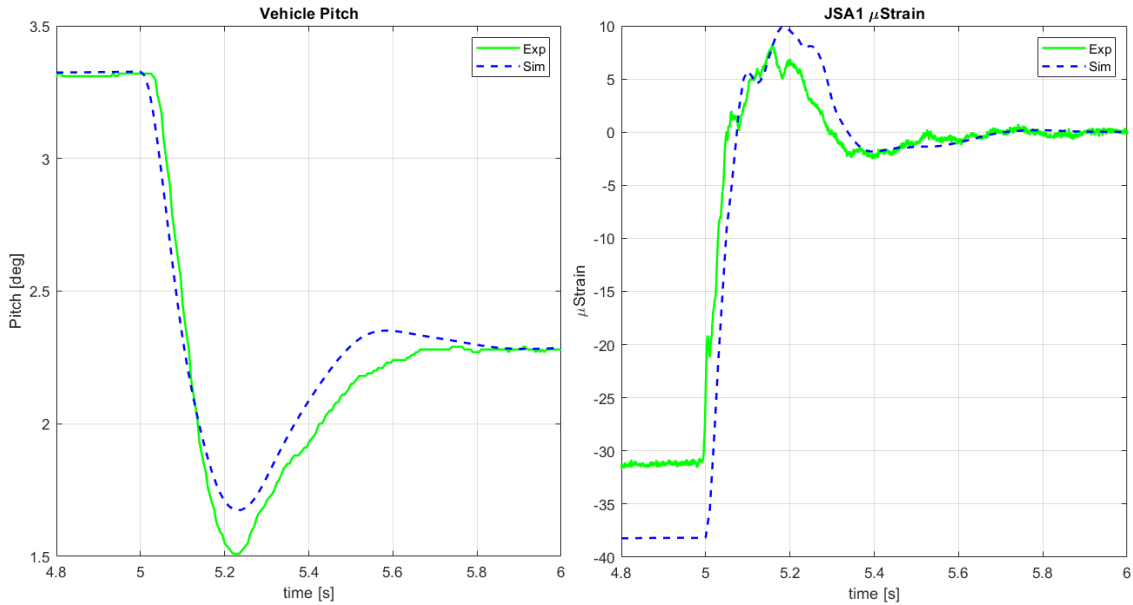


Figure 25: Inertial GPS and strain data comparison for the rear drop

Results show comparable behavior with the experimental data (Table 9) although the correlation between the simulation and the experimental data is lower compared to the other tests. As a result, predicted strain amplitude was higher than the experimental data with low

coefficient of determination for this metric. The right potentiometer started to show bad behavior as seen by the spikes in the data during this test (Figure 24) and eventually broke later in the day. The rest of the data from this potentiometer seemed nonetheless acceptable for this test.

Table 9: Standard deviation and coefficient of determination for the rear drop test calculated between 5 s and 6 s.

| Variables | Standard deviation (σ) | Coefficient of determination (R^2) [18] |
|---------------------|---|---|
| XZ plane rear force | 176.84 [N] | 0.664 |
| Rear shock position | 0.91 [mm] | 0.946 |
| JSA1 Strain | 2.47 | 0.399 |

4.5 Discussion

This study focused on predicting vehicle frame loads during dynamic load-cases using a «full analytic» MBD model. The model was built upon the experimental characterization of different subsystems including the MF-Tyre model. The frame was modeled as a rigid body while a Craig-Bampton modal reduction was performed on the a-arms and the swing-arm to create flexible elements for dynamic simulations. The model was calibrated and validated by comparing the results of the simulation with experimental data collected during simple dynamics maneuvers in order to facilitate their integration into the simulation. At first, the mass and its distribution of the MDB model was calibrated with the weight platform test. Then, the model was validated with the double lane change, ramp and drop tests. The model ability to accurately predict vehicle dynamics and load distribution on a flat road is very conclusive. On the double lane change simulation, the lowest coefficient of determination reaches 95%, while the strain prediction reaches 97% and 98%. Even during the drop test, the simulation gives very satisfying results. As expected, the ramp simulation gives the less precise results because sharp edges on a road are not suitable in our simulations. More complete tire models

such as MF-Swift ([17] and [19]), CDtire [26] or FTire [22] would have also allowed a more accurate simulation in this case. The use of a «semi analytic» method could eliminate this issue. In a «semi analytic» approach, field data are used as inputs to the MBD model by using wheel force transducers (WFT) and inertial GPS signals ([8], [9] and [10]). Instead of using a virtual road profile and a tire model, boundary conditions such as the center of mass position, wheel speed and hub forces are used to control the model. This method, which will be evaluated in future work, eliminates the need for an expensive tire model and simulations requiring road mapping.

Even though prediction of frame loads is the primary objective of this study, they were not presented in this article. This is mainly because there are no experimental data on the frame loads to compare with. Indeed, it is assumed that if most of the performance metrics of the model, specifically the strains, are correlated to the experimental data, then simulated frame loads are also expected to be representative. Also, frame flexibility, which was not modelled in this study, can have a significant impact on input loads. Chen & Wang [2] have already highlighted the importance of frame flexibility on the input load at the joint of the rear suspension of an off-road recreational vehicle. The contact force was decreased by around 20% over a rigid frame during the simulation. Further work will include a flexible frame to evaluate its impacts over a rigid frame on the input loads and to evaluate the corresponding stresses induced in the chassis.

4.6 Conclusion

This paper covers the modeling and testing of a three-wheeled recreational vehicle. With a simple testing procedure, a MBD model was validated with an acceptable precision. Once the geometry and the architecture of the model is correctly implemented, a calibration of the mass and its distribution with the weight platform test is performed to ensure proper dynamic behavior. Then, the model is validated on three maneuvers that load the vehicle both laterally and vertically in moderate to high intensity. By comparing the time response of the simulation results with experimental data, it is possible to analyse the behavior of the different subsystems in the model and to correct them individually if needed. Once the model is validated, it can be used with confidence to generate more complex analysis (i.e loads, stress, ...) or in a «semi-analytic» method with a good degree of confidence. Thus, implementing MBD analysis early in a vehicle development process can reduce development time and cost by providing engineers with valuable and reliable information.

5 Évaluation et validation expérimentale des efforts entrants dynamiques d'un châssis de véhicule récréatif en utilisant les approches de modélisation « full » et semi analytiques

Avant-propos

Auteurs et affiliation :

Carl. Blanchette : étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

M. Boisvert : professionnel de recherche, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie électrique et informatique.

N. Joubert : étudiant au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

D. Rancourt : professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

A. Desrochers : professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

Date d'acceptation : À déterminer

État de l'acceptation : Version soumise

Revue : Multibody System Dynamics

Référence : [Blanchette et al., 2019]

Titre français : Évaluation des efforts entrants dynamiques d'un châssis de véhicule récréatif à l'aide de simulations MBD de type « full » analytique et «semi analytique» validées avec des données expérimentales.

Contribution au document :

Cet article contribue au mémoire en présentant la méthodologie de simulation «semi analytique» de type «controlled around a recorded position» (CCRP). Les méthodes «semi analytiques» sont un type de simulation hybride où des données de tests sont utilisées comme

information entrante à la simulation. Dans ce cas-ci, les efforts aux moyeux des roues ainsi que la position du véhicule étaient utilisés. La capacité de cette méthode à prédire les efforts entrants d'un châssis de véhicule récréatif est évaluée. Pour ce faire, les résultats de simulation «semi analytique» sont comparés avec des résultats de simulation « full » analytique (article précédent) ainsi que des données de test provenant d'un véhicule instrumenté réalisant trois manœuvres dynamiques qui chargent le véhicule, avec une amplitude variable, autant latéralement que verticalement. Ces manœuvres sont le changement de voie double, la descente d'une rampe à 5 km/h et le passage d'un dos d'âne à 30 km/h.

Résumé français :

La connaissance des efforts entrants au châssis en conditions limites de conduite est importante lors du processus de conception d'un châssis de véhicule récréatif. Toutefois, déterminer ces charges n'est pas trivial, puisque le chemin de transfert des efforts entre la route et le point de montage du châssis est complexe. Heureusement, des études récentes ont démontré que les simulations dynamiques multicorps (MBD) pouvaient être un outil intéressant pour estimer ces charges. Cependant, le niveau de fiabilité de ces simulations pour prédire les efforts entrants reste encore à démontrer. Il existe deux grandes catégories de simulations MBD: « full » analytique et semi analytique. Les deux méthodes ont été testées pour trois cas de chargement. Il a été constaté que les simulations « full » analytiques et semi analytiques performant de façon semblable pour simuler la dynamique du véhicule et les charges au châssis. En fait, les deux méthodes ont montré des résultats similaires pour des fréquences sous la plage de fréquence valide du modèle de pneu (environ 10 Hz) avec une précision supérieure à 95%. Pour les fréquences plus élevées, les niveaux de corrélation étaient inférieurs en fonction du paramètre observé et du cas de chargement. Les simulations analytiques complètes sont généralement limitées par les modèles de routes et de pneus, tandis que les simulations semi-analytiques sont généralement limitées par la qualité des données expérimentales d'entrée.

Note : À la suite des corrections demandées par les membres du jury, le contenu de cet article diffère de celui qui a été accepté.

Dynamic input loads evaluation of a recreational vehicle frame using full and semi analytical MBD modelling validated with experimental data

Master's student C. Blanchette, Dr. M. Boisvert, Ph.d candidate N. Joubert
(*Centre de Technologies Avancées - BRP - UdeS, Université de Sherbrooke, Canada*);

Pr. Dr. D. Rancourt, Pr. Dr. A. Desrochers
(*Université de Sherbrooke, Canada*);

5.1 Abstract

Knowledge of frame loads at the limits of the intended driving conditions is important during the design process of a vehicle structure. Yet, retrieving these loads is not trivial as the load path between the road and the frame mounting point is complex. Fortunately, recent studies have shown that multi-body dynamic (MBD) simulations could be a powerful tool to estimate these loads. Yet, it is unclear how trustworthy these simulations are in the context of frame load evaluation. Two main categories of MBD simulations exist: full analytical and semi analytical. Both methods were tested for three loads cases. It was found that both full analytical and semi analytical simulations performed similarly in predicting vehicle dynamic and frame loads. In fact, both methods showed similar results for frequencies under the tire model valid frequency range (around 10 Hz) with an accuracy over 95%. For higher frequencies, correlation levels were lower depending on the observed metric and load case. Full analytical simulations are usually limited by road and tire models while semi analytical simulations are usually limited by the quality of the input experimental data.

5.2 Introduction

Each time a new vehicle is considered for development, mechanical structure design is often revisited in the scope of reducing its weight, while improving several other related aspects, including the style, its handling behavior, or its manufacturability. The redesign process greatly benefits from a thorough knowledge of the vehicle operating loads. Estimating these loads with a good degree of confidence is not a straightforward task. Indeed, the load path between the ground inputs to the mounting points on the frame is influenced by numerous vehicle components such as tires, bushings, suspensions or suspension arms.

Various methods have been suggested in the literature to retrieve frame loads during dynamic maneuvers. For instance, load sensors at the mounting points can be used to retrieve loads at the suspensions and heavy parts mounting points. However, the vehicle dynamics can be modified by those sensors, thus impacting load data validity [35]. Also, some mounting points on a structure may be inaccessible by load sensors due to space constraint. As a mitigation strategy, researchers have suggested to use load correlation from strain gauges installed on flexible parts [39]. This method is yet limited to the extent of the load correlation performed, whether it was considered uniaxial or multiaxial. Although some load directions are more predominant (i.e. vertical axis while driving on a bumpy road), loads transmitted to the frame are multiaxial in nature during normal driving conditions [40]. Frame and suspension arms flexibility have also an impact on the transmitted loads to the frame. In fact, Chen & Wang [2] showed that flexible elements in a vehicle structure also store potential energy that impacts vehicle behavior.

Lastly, Multi-Body Dynamic (MBD) models of vehicles were proposed to retrieve input loads. Full analytical models are based on a virtual road and a prior characterization of tires ([2], [5], [4], [12]). In such models, the vehicle model is kinematically guided to navigate in the virtual environment. Alternative semi analytical models are based on experimental data, thereby avoiding the need for tire dynamic models and road inputs in the MBD model. Wheel Force Transducers (WFTs) that record forces and moments exerted on the hub are commonly used to acquire field data necessary for semi analytical simulations, in conjunction with kinematic data collected with Inertial Measurement Units (IMU) ([39], [41], [42], [43]).

Numerous semi analytical simulation methods have been described in the literature. Some are solely based on WFTs data. For instance, the Grounded Chassis method (GC) ([8] & [12]) uses a vehicle MBD model grounded at a fixed joint while WFTs recorded efforts are transmitted to the vehicle hubs. In the Controlled Chassis around Origin method (CCO) [44],

the MBD model is free to move about a fixed point through a spring-damper connection, while WFTs efforts are transmitted to the hubs. Other methods use both WFTs and IMU data. The Moved Chassis to a Recorded Position method (MCRP) ([44], [10]) constrains the vehicle body to follow a recorded time varying trajectory while exerting the WFTs efforts to the wheels' hubs. Finally, in the Controlled Chassis around a Recorded Position method (CCRP) ([44], [10]), the MBD model is free to move about a recorded time varying trajectory through a spring-damper connection while WFTs efforts are transmitted to the vehicle.

Joubert et al. [44] previously showed that the CCRP method is the most accurate semi analytical method by simultaneously taking into account load transmission, vehicle orientation and inertial effects with an acceptable level of non-causal corrective loads by the controller. Semi analytical simulations using the CCRP method connect the vehicle center of gravity (CoG) to a time varying point trajectory through spring-damper connections along the six degrees of freedom (DoF). If the vehicle motion resulting from the WFTs efforts exerted at the wheel hubs is different from the dynamics registered at the IMU, corrective efforts are applied at the frame CoG. These correctives forces can impact frame load evaluation if their amplitudes are significant [44]. Although their study highlighted the importance of boundary conditions on semi analytical simulation results, simulations were performed using virtual input data previously computed from a full analytical MBD vehicle model simulation. Hence, the effectiveness of the method with experimental data is yet to be proven.

Advantages and disadvantages of using semi analytical simulations over full analytical ones was well covered [44]. Briefly, in a full analytical simulation, a road profile and a tire model are needed, along with the tire model commercial licence. Obtaining road profiles and tire models are expensive and time-consuming tasks. Also, controlling the vehicle path along a given track may be difficult as inaccuracies in the steering orientation can lead to large position drifts during long simulations. These problems are prevented with semi analytical simulations since they are independent of road characterization, and they do not rely on tire models due to availability of WFTs data. Semi analytical simulations also cover a larger frequency spectrum since WFTs bandwidth is currently in the range of 1000 Hz, while tire models are in a range below 250 Hz. Higher frequency content may be needed for durability or NVH analysis. Yet, semi analytical simulations are limited to the specific test runs performed and a vehicle prototype must be built and instrumented to gather the input data for the simulation. In addition, instrumentation can add significant weight to a vehicle, particularly in lightweight vehicles such as recreational vehicles. Thus, assumptions must be made while using the

experimental data in semi analytical simulations such that efforts transmitted to the frame are not over-evaluated compared to a standard non-instrumented production vehicle.

The scope of this study was to evaluate the accuracy of frame load predictions of a recreational three-wheeled vehicle using an MBD model with a rigid frame and flexible suspension arms in both full and semi analytical model simulations. Theoretical predictions were finally compared to experimental data obtained for different vehicles maneuvers.

5.3 Methodology

5.3.1 Vehicle models and general testing protocol

The full analytical simulation developed used an MF-Tyre model ([37], [45]) and an OpenCRG road [27] while the semi analytical simulations used the CCRP method with IMU and WFTs data. Accuracy of both methods was evaluated by recording suspension displacements and strain at one point in the a-arm and swing-arm of the vehicle. Three different maneuvers were used to evaluate the accuracy of full and semi analytical MBD methods. These maneuvers loaded the vehicle laterally and vertically with moderate to high intensity.

Both simulation methods are based on the same vehicle MBD model, developed on MotionView (Altair Engineering, Troy, MI, USA) with mass and inertia calibrated with measurements from a reference test vehicle.

5.3.2 Instrumented vehicle

The test vehicle was instrumented with numerous sensors to record the vehicle dynamics and road inputs. Linear potentiometers were used on the front suspension and a rotational potentiometer was used on the rear suspension to measure suspension travels. Directional strain gauges and a rosette were used on the suspension arms to record local strains. Wheel Force Transducers (WFT) (Michigan Scientific Corporation, Milford, USA) were used on each wheel to record the forces and moments at the hubs. An Inertial Measurement Unit (IMU) (OXTS, Middleton Stoney, United Kingdom) was used to record the vehicle kinematics. Finally, the steering angle was recorded using the vehicle CAN Bus. The instrumentation is listed in Table 10.

Table 10: Vehicle Instrumentation.

| Instrumentation | Location | Readings | Sampling Rate (Hz) |
|-----------------------------------|---|---|---------------------------|
| 2 x linear potentiometers | On each front suspension | Travel of the front suspensions | 2000 |
| 1 x rotational potentiometer | On the rear suspension | Travel of the rear suspension | 2000 |
| 1 x IMU | On the front of the vehicle mounted on a custom rigid bracket | Linear and angular position, speed and acceleration of the vehicle | 200 |
| 3 x Wheel force transducers (WTF) | On each wheel | Forces and torques at the wheel hubs Wheels angular velocity | 1000 |
| Vehicle CAN Bus | From the vehicle on-board computer | Steering angular position | 100 |
| 1 x directional strain gauge (J1) | On the vehicle left lower a-arm (Figure 3) | Directional strain | 2000 |
| 1 x 45° rosette (JSA1) | On the left side of the swing-arm (Figure 3) | Principal and Von Mises strains | 2000 |

Strain gauge and rosette placements were based on a finite element analysis of the static load-cases of the vehicle to determine the areas where the strain variation amplitude was high

enough to provide good readings for the three test maneuvers. Positions of gauge J1 and JSA1 are shown in Figure 26.

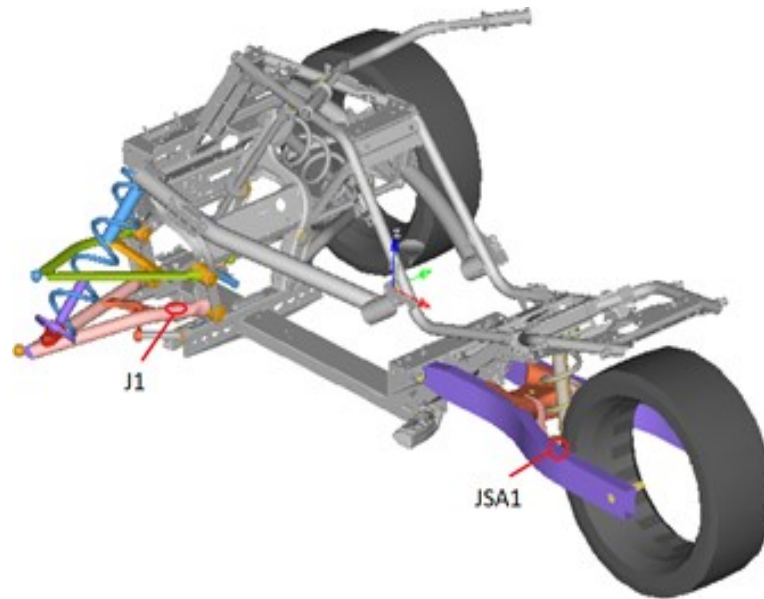


Figure 26: Strain gauges positioning.

5.3.3 Maneuvers

Three maneuvers were tested: a double lane change, a ramp roll-down and a speed bump. The double lane change laterally loaded the vehicle with moderate amplitude. The ramp roll-down vertically loaded the vehicle with moderate amplitude. Finally, the speed bump vertically loaded the vehicle with high amplitude.

5.3.3.1 Double lane change (DLC)

This maneuver consisted in accelerating the vehicle in the right lane up to a desired speed. Then, at the «throttle release» point (12 m before the start of the lane change), the pilot released the throttle and disengaged the clutch before proceeding to the lane change (Figure 27). The vehicle approach speed was iterated in order to find the maximum speed that would not trigger the vehicle stability system. An initial speed of 38 kph was thus selected for the test. This maneuver induced moderate lateral stress to the vehicle, generating roll and yaw motion. This test is inspired by the International Standard ISO 3888-2 norm [46].

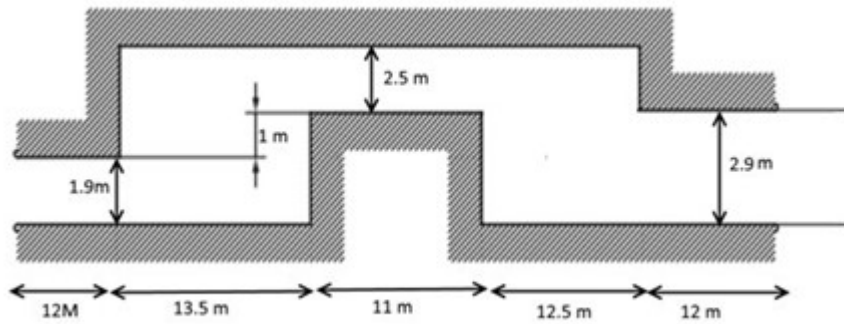


Figure 27 : Double lane change test dimensions (adapted from ISO 3888-2) [46].

5.3.3.2 Ramp roll-down

The pilot was instructed to reach a constant speed of 5 kph at the top of the ramp. Then the pilot disengaged the clutch before starting to descend an incline plane of 10.2° . Finally, the vehicle returned to a horizontal surface at the bottom of the ramp (Figure 28). This maneuver induced moderate vertical loads on the vehicle. Faster initial speeds would make the front of the vehicle hit the ground as the front suspension compresses extensively, and as the approach angle of the vehicle is low.

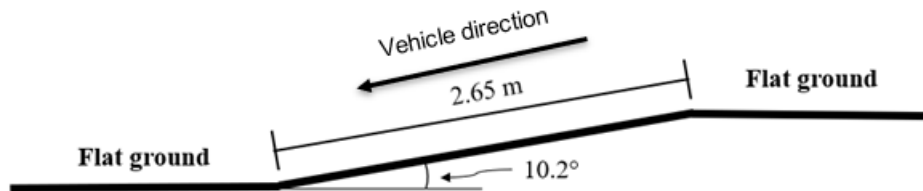


Figure 28 : Ramp roll-down test setup configuration.

5.3.3.3 Speed bump

The pilot was instructed to reach a constant speed of 30 kph. Then, approximately six feet before the speed bump (Figure 29), the pilot disengaged the clutch, inducing high vertical loads on the vehicle.

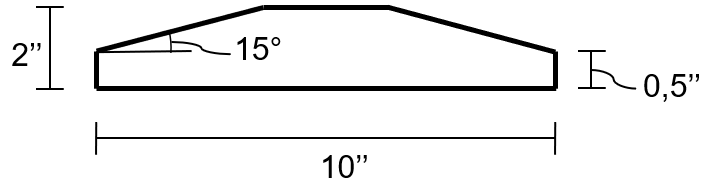


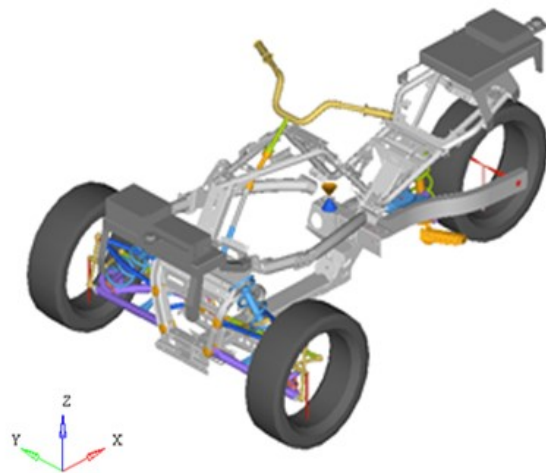
Figure 29 : Speed bump dimensions.

5.3.4 MBD vehicle model

The MBD model developed is a three-wheeled recreational vehicle (Figure 30). The frame is a steel tube welded construction. The front suspension system is a double a-arm type, the rear suspension system is a swing-arm type and the steering system is a single pitman arm type with a handlebar. The engine is fixed on the frame with three rubber mounts to limit vibration transmission to the frame. The mounts, the a-arm and swing-arm pivots were modeled as linear bushings. For each a-arm and swing-arm, a Craig-Bampton modal reduction ([2], [12] & [38]) was performed on OptiStruct (Altair Engineering, Troy, MI, USA) to create flexible elements for dynamic simulations. Modes up to 4000 Hz were considered for the model. The frame was modeled as a rigid body. MotionView software (Altair Engineering, Troy, MI, USA) was used to build the MBD model and MotionSolve software (Altair Engineering, Troy, MI, USA) performed the full and semi analytical simulations using a fixed 0.0001 s time step.



(a)



(b)

Figure 30 : Instrumented test vehicle (a) (source: Centre de Technologies Avancées) and vehicle MBD model (b).

The MBD model was constructed based on the geometry of the CAD model of the vehicle. The points of contact between the different bodies were localised and the joint type and orientation of these joints were attributed. Each body received a mass and an inertia value based on experimental measurements and CAD values. The suspension submodels were then integrated into the overall model. The suspension submodel was constructed based on experimental curves for the springs and the dampers. The bump and rebound stops locations as well as their experimentally characterized behavior were added to this submodel. Furthermore, the experimental characteristics of the different bushings used on the vehicle were cast into the model. Finally, the flexible a-arms and swing-arm were connected with their respective joint into the model.

The total mass of the vehicle, including the frame, the powertrain and the test instrumentation was 490 kg. An 80 kg pilot was also modeled as a rigid body fixed to the frame.

5.3.4.1 *Weight & Inertia calibration of the MBD model*

The vehicle was placed on digital scales, one under each of the three wheels. Scales under the front wheels were installed on rollers to compensate for the vehicle track width change caused by the displacement of the front suspension under load. Two conditions were analysed:

- Condition 1: Flat ground, and
- Condition 2: Horizontal vehicle being pitched backward by lifting the front wheels by 30 cm.

Mass measurements were recorded for both conditions for each scale. The X, Y, Z positions of the center of gravity (CoG) were determined using the equations below:

$$X_r = \frac{W_b m_f}{m_r + m_f} \quad (18)$$

$$X_{ru} = \frac{W_b m_{fu}}{m_{ru} + m_{fu}} \quad (19)$$

$$Y = \frac{m_{fl} T_w}{m_f} \quad (20)$$

$$Z = \frac{X_r \cos(a) - X_{ru}}{\sin(a)} + Z_{wr} \quad (21)$$

where X_r is the CoG position measured from the center of the rear wheel (Figure 31), W_b is the wheelbase length, m_f is the total mass readings on the front scales (both left and right), m_r is the mass reading on the rear scale, Y is the CoG position measured from the right front wheel, T_w is the track width, a is the pitch angle variation achieved from rising the front wheel in Condition 2, Z is the CoG position measured from the ground and Z_{wr} is the radius of the rear wheel. The subscript « u » means that this variable comes from the scale measurements when the front of the vehicle is raised (Condition 2) and « l » is the value measured on the left scale. Eq.21 is based on the assumptions that the suspension compression and wheelbase variations are constant in the horizontal (Condition 1) and pitched (Condition 2) situations.

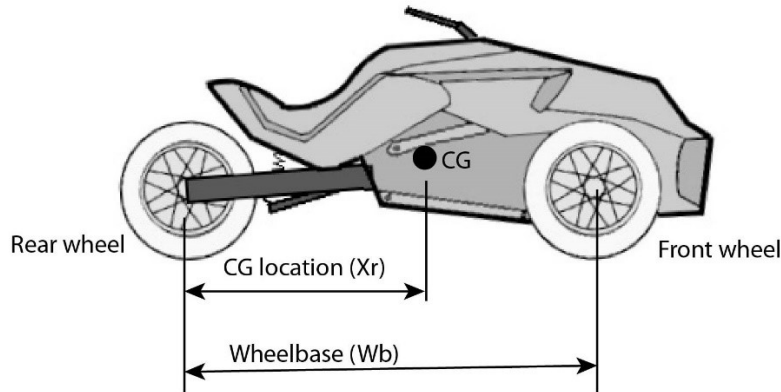


Figure 31 : CoG position variables.

Vehicle inertia characteristics were computed, based on CAD inertia values of different 3D modeled parts and inertia measurements from similar existing three-wheeled vehicles (albeit 16% lighter) that had been characterized in the past. Unmodelled component inertiae (wirings, fuel, bodywork, sensors, bolts, etc.) were considered by scaling up the inertia value of a lighter three-wheeled vehicule featuring similar weight repartition and architecture

($I_{light-vehicle}$) with the mass product of the two vehicles and subtracting the different CAD part inertiae using the parallel axes theorem (Eq. 22). The resulting inertia values (I_{CoG}) were added to a rigid body positioned on the CoG of the vehicle and rigidly fixed on the vehicle frame.

$$I_i|_{CoG} = \bar{I}_i + m_i d_i^2 \quad (22)$$

$$I_{CoG} = I_{light-vehicle} \times \frac{M_{test-vehicle}}{M_{light-vehicle}} - \sum_{i=1}^{nbr\ parts} I_i|_{CoG} \quad (23)$$

Where $I_i|_{CoG}$ is the inertia of a part relative to the CoG of the vehicle, \bar{I}_i is the inertia of a part around its own center of mass, m_i is the mass of the different parts, d_i is the distance to the CoG of these parts, $M_{test-vehicle}$ is the mass of the instrumented vehicle and $M_{light-vehicle}$ is the mass of the similar three-wheeled vehicle.

As for the 80 kg, 1.73 m tall pilot, the inertia properties were based on anthropometric data from Table 4.1 of Winter [47] and Table 2 of Ramachandran et al. [48]. The pilot body is subdivided in five segments and their corresponding masses and inertias are computed using data in

Table 11.

Table 11: Pilot inertia estimation based on an 80 kg, 1.73 m tall man.

| Properties | Head, arm and trunk (HAT) | Foot and leg | Thigh |
|-----------------------------|---------------------------|--------------|--------|
| Mass (kg) | 54.24 | 4.88 | 8.00 |
| Proximal center of mass (m) | 0.3249 | 0.2589 | 0.1738 |

| | | | |
|--------------------------------------|---------|----------|--------|
| Length (m) | 0.5190 | 0.0.4273 | 0.4014 |
| Radius of gyration (m ²) | 0.2574 | 0.1778 | 0.1296 |
| Inertia (kg·m ²) | 13.9627 | 0.8675 | 1.0371 |

5.3.5 Full analytical model

For the full analytical simulations, the MBD model described above is used with an MF-Tyre model [37]. This model is known as an industry standard for vehicle handling simulations. Both front and rear tires were characterized regarding cornering and vertical stiffnesses, dampings, etc. The MF-Tyre model is based on the Magic Formula from the work of Pr. Pacejka at Delft University of Technology [37]. According to Besselink et al. [17], the tire model validity is limited when simulating uneven roads, frequency inputs over 8 Hz and large tire deformations.

For higher vehicle speeds (over 15 kph), aerodynamic drag resistance (F_x) is non-negligible. It is modeled using Eq. 24 and it is exerted at the center of mass of the vehicle as a first approximation.

$$F_x = \frac{1}{2} \rho C_x A V^2 \quad (24)$$

where ρ is the air density ($\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$), $C_x A$ is the product of the frontal area and the drag coefficient, and V is the longitudinal speed relative to airspeed.

Road surfaces are modeled using the OpenCRG protocol (OpenCRG, Bad Aibling, Germany) which is commonly used for tire/driving/vibration simulation.

5.3.6 Semi analytical model

Forces and moments equivalent to WFTs load signals are applied at the wheel hub as inputs to the semi-analytical model. The wheel hub angular velocities are also specified at the hub revolute joint as a prescribed motion. By controlling wheel angular velocity, the gyroscopic torques are more accurately transmitted to the frame.

In order to prevent unacceptable spatial drift of the vehicle over time, the vehicle frame kinematics must be specified along 6 DoF. This is achieved by modelling an intermediate massless dummy body connected to the frame at its center of gravity through a compliant joint simulated by a controller. The massless body kinematics is prescribed as following: along the three rotational DoF, data from the IMU are used as is; for the three translations, estimates of CoG velocity are computed from the IMU data, and they are prescribed along the three translational DoF, instead of position data which are less reliable.

The role of the compliant joint is to allow the vehicle frame to react to the WFTs inputs while correcting the positioning errors over time and transmitting minimal corrective efforts to the frame. The compliant joint is tuned to be critically damped ($\zeta = 1$) with a minimal stiffness while ensuring adequate translational velocities and angular positioning during high dynamic maneuvers. For the simulated maneuvers that were investigated, a natural frequency of 5 rad/s (0,8 Hz) was found to be satisfactory. The equations used to tune the complaint joint are the following:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ or } \omega_n = \sqrt{\frac{k_\theta}{I}} \quad (25)$$

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_n} \text{ or } \xi = \frac{c_\theta}{2I\omega_n} \quad (26)$$

where ω_n is the natural frequency along a given DoF, k is the connecting joint stiffness along that DoF, m is the vehicle mass, c is the damping coefficient along that DoF, I is the inertia of the vehicle about that DoF and the subscript ϑ is used to distinguish the rotational cases from the translational ones.

The 6 DoF controller that emulated the compliant joint is sensitive to noise in the linear velocities and angular positions of the vehicle. In fact, the solver exerts forces and moments to the dummy body to control its position. To determine these efforts, the solver derives the trajectory kinematics data to determine a corresponding acceleration. If the noise is substantial, large oscillating acceleration can occur, inducing considerable corrective efforts on the frame. Therefore, translational velocities, angular positions and wheel speed data are processed using a low-pass ideal filter with a 50 Hz cut-off frequency (Table 12).

The steering angle motion is applied at the revolute joint where the handlebar connects with the steering column. This obviously allows to orient the front wheels thus creating gyroscopic moments transmitted to the frame.

Figure 32 summarizes the test data that were acquired for elaborating the semi analytical MBD simulations. Initial translational and rotational velocities of the different bodies were implemented as initial conditions to the model.

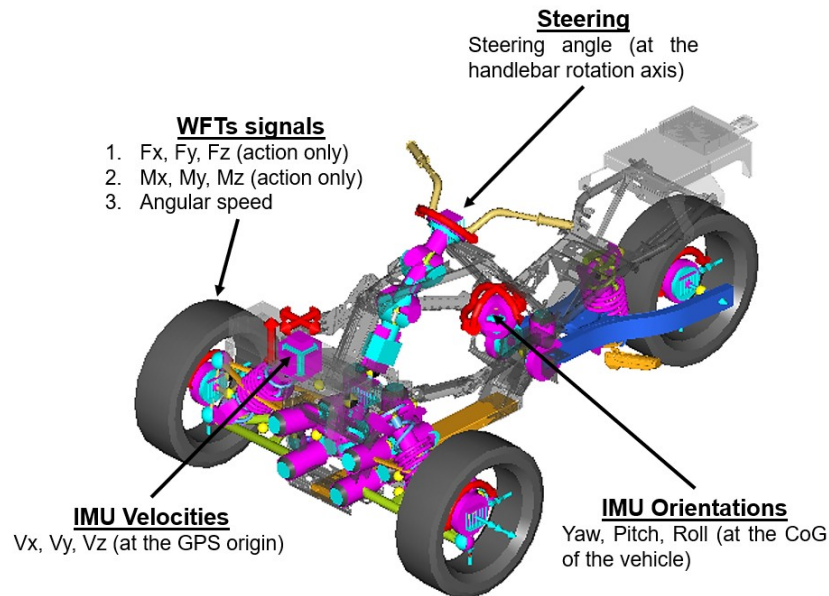


Figure 32 : Test data used in the semi analytical MBD simulations.

Table 12 : Experimental input data for the semi analytical simulations.

| Signals (sensors) | Bandwidth (Hz) | Filtering |
|---|----------------|-----------------------------------|
| Linear velocity Vx, Vy, Vz (IMU) | 200 Hz | Ideal low-pass (cut-off at 50 Hz) |
| Angular Position Rx, Ry, Rz (IMU) | 200 Hz | Ideal low-pass (cut-off at 50 Hz) |
| Hubs' efforts Fx, Fy, Fz, Mx, My, Mz (WFTs data) | 1000 Hz | No filtering |
| Wheel angular speed (WFTs) | 1000 Hz | Ideal low-pass (cut-off at 50 Hz) |
| Steering angle (CAN Bus) | 100 Hz | No filtering |

5.4 Results:

Three maneuvers were investigated. For each maneuver, the WFTs data are presented to provide a general idea on the input forces and moments exerted on the wheel hubs. The x axis data are illustrated in green, the y axis data are illustrated in blue and the z axis data are illustrated in black. The results obtained by the full and semi analytical simulations are compared to the experimental measurements and are presented at the end of the WFTs data plots. For each maneuver, time domain measurements of the front left and rear suspension travel, the upper left a-arm and the swing arm strain gauge data are presented. Right suspension travel is not presented as the right potentiometer broke in the course of the test campaign. Each graph includes the full analytical results in blue, the semi analytical results in black and experimental measurements in green. Finally, a table summarizes the results by giving the standard deviation (σ) and the coefficient of determination (R^2) of the suspension

travels and strain time signals. Also, in Section 5.4.4, the corrective forces and moments applied on the vehicle's frame by the spring-damper controller during the semi analytical simulations are presented to access the impact of the controller on the vehicle kinematics.

5.4.1 Double lane change (DLC)

For the DLC simulation, the recorded steering position is used for specific front wheels orientation. This input allows the vehicle to steer in the full analytical simulations while it simply orients the front wheels in the semi analytical simulations to replicate gyroscopic loads. In the full analytical simulation, the vehicle is speed-controlled at the beginning of the simulation until it reaches the vehicle experimental speed.

Figure 33 to Figure 35 show the WFT forces and moments amplitudes during the DLC test. Forces in the vertical direction (z axis) peaked at around 1000 N while moments in the X direction reached close to 300 Nm.

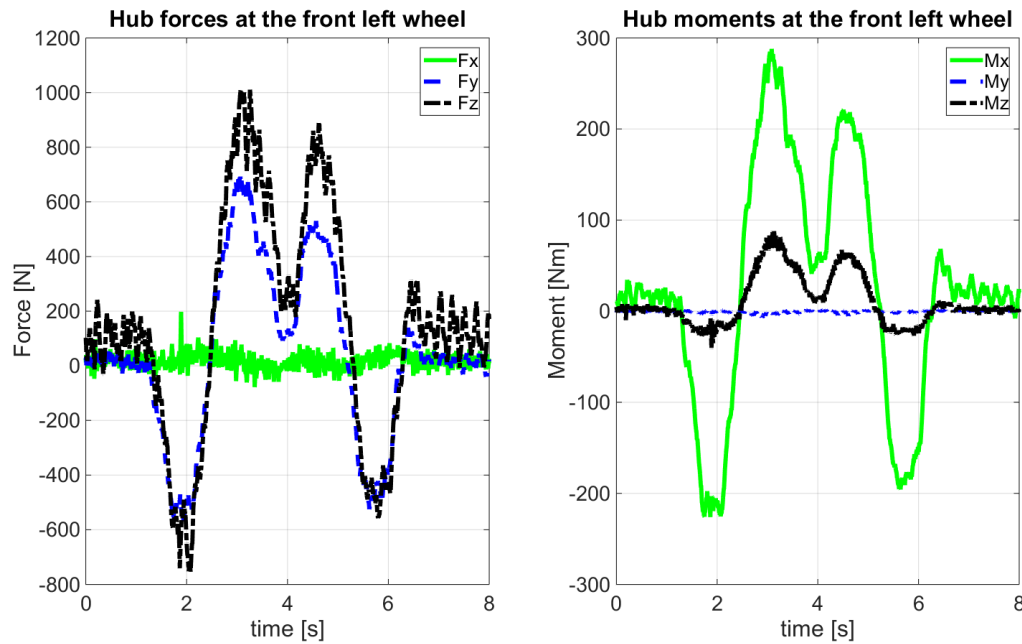


Figure 33 : Hub forces and moments at the front left wheel for the DLC test (sampling rate of 1000 Hz).

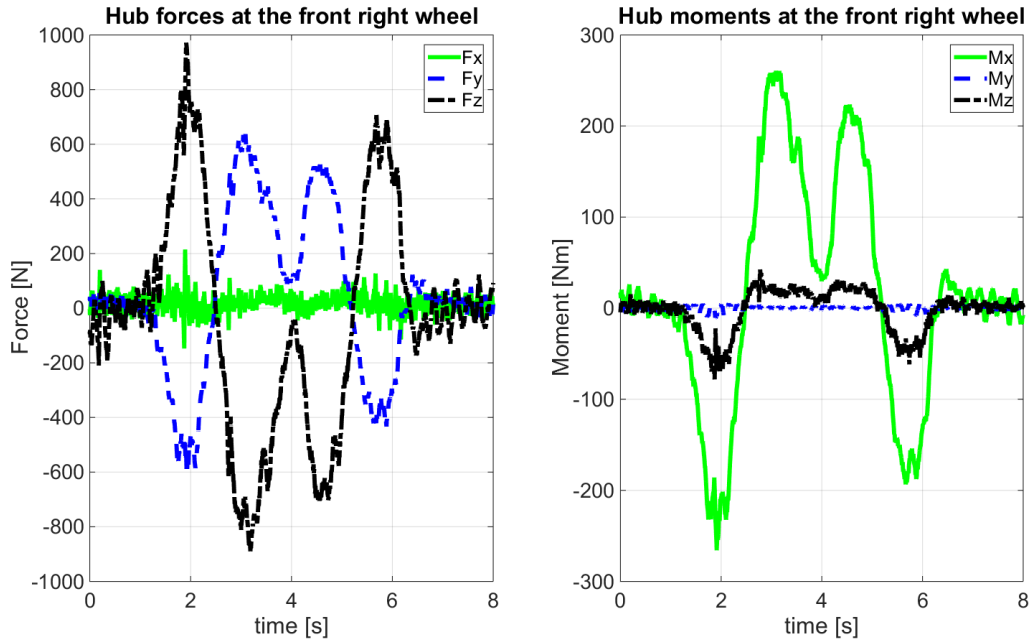


Figure 34 : Hub forces and moments at the front right wheel for the DLC test (sampling rate of 1000 Hz).

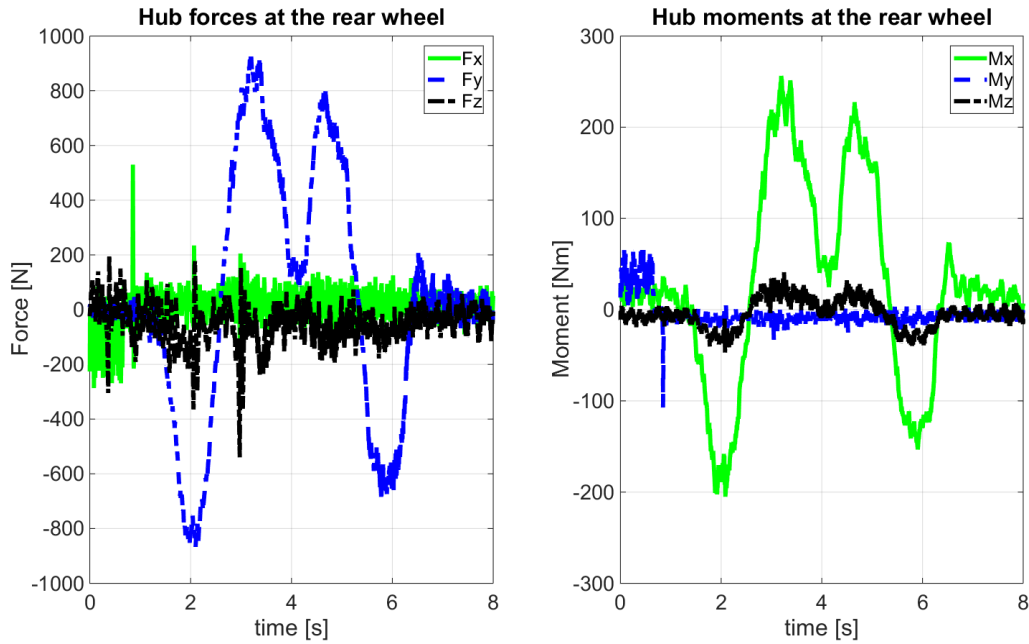


Figure 35 : Hub forces and moments at the rear wheel for the DLC test (sampling rate of 1000 Hz).

Figure 36 and Figure 37 show the suspension positions and the strain obtained from the a-arm gauge (JAA) and the swing arm gauge (JSA). The simulated strain values were corrected

to fit the zero output of the strain gauges which is set with the vehicle resting on the ground without a pilot.

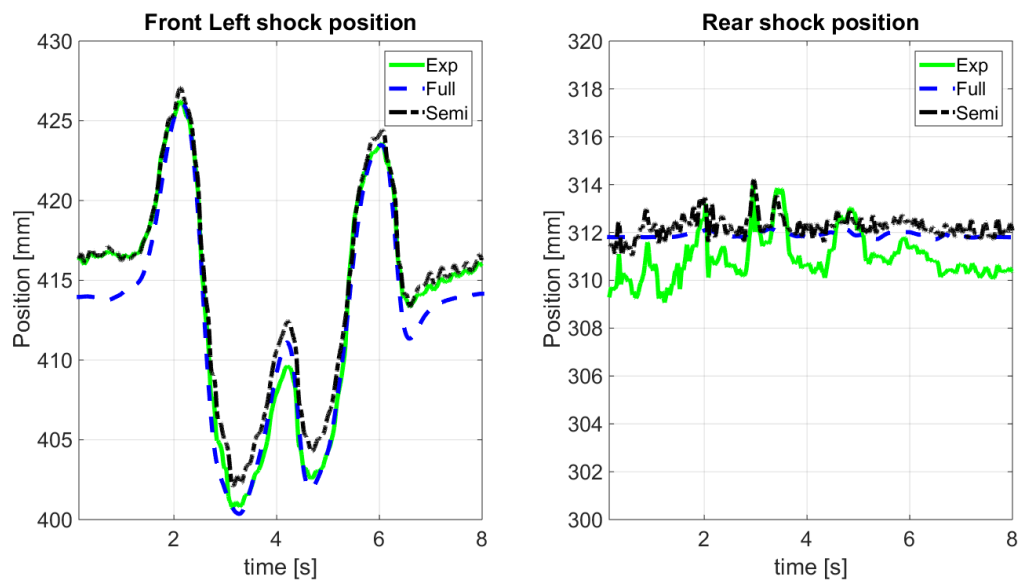


Figure 36 : Suspension positions amplitudes for the left shock (left) and the rear shock (right) for the DLC test.

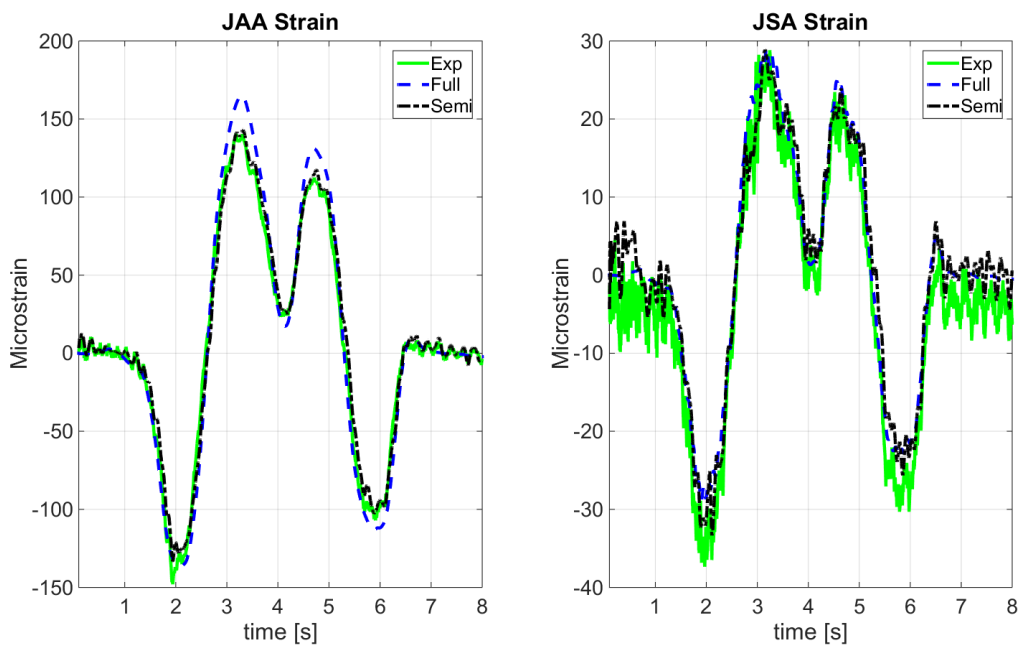


Figure 37 : Strain amplitudes in the upper left a-arm (left) and the swing-arm (right) for the DLC test.

Simulation results for both full and semi analytical simulations show comparable behavior with experimental data (Table 13). In fact, standard deviations are small and the coefficient of determination is always above 95% for every metric. Semi analytical simulation shows slightly more accurate results.

Table 13 : Standard deviation and coefficient of determination for the DLC test calculated between 1 and 7 s.

| Variables | Standard deviation (σ) | Coefficient of determination (R^2) [49] |
|----------------------------|---|---|
| Left shock position (Full) | 1.13 mm | 0.97 |
| Left shock position (Semi) | 0.94mm | 0.99 |
| JSA Strain (Full) | 2.35 μ strain | 0.98 |
| JSA Strain (Semi) | 2.62 μ strain | 0.97 |
| JAA Strain (Full) | 13.35 μ strain | 0.97 |
| JAA Strain (Semi) | 7.92 μ strain | 0.99 |

5.4.2 Ramp

For the ramp simulations, the vehicle is speed-controlled at the beginning of the full analytical simulation until it reaches the required vehicle speed at the top of the ramp (5 kph). Steering input is not used in the simulations as the steering angle remains constant at 0° during the maneuver.

Figure 38 to Figure 40 show the WFT forces and moments amplitudes during the ramp maneuver. Forces in the vertical direction (z axis) peaked over 900 N at the rear wheel while moments in the x direction reached close to 130 Nm at the front right wheel. Ramp simulation data was compared to experimental data by analysing the position of the suspensions and the strain amplitude in the suspension arms (Figure 41 and Figure 42). The simulated strain values

were corrected to fit the zero output of the strain gauges which were set with the vehicle resting on the ground without a pilot.

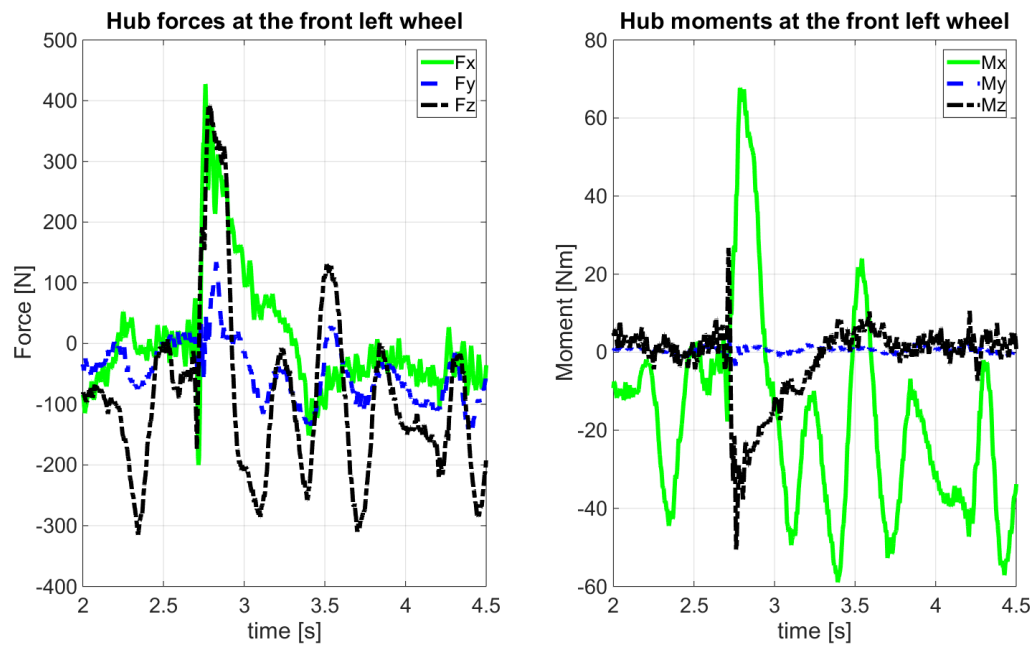


Figure 38 : Hub forces and moments at the front left wheel for the ramp test (sampling rate of 1000 Hz).

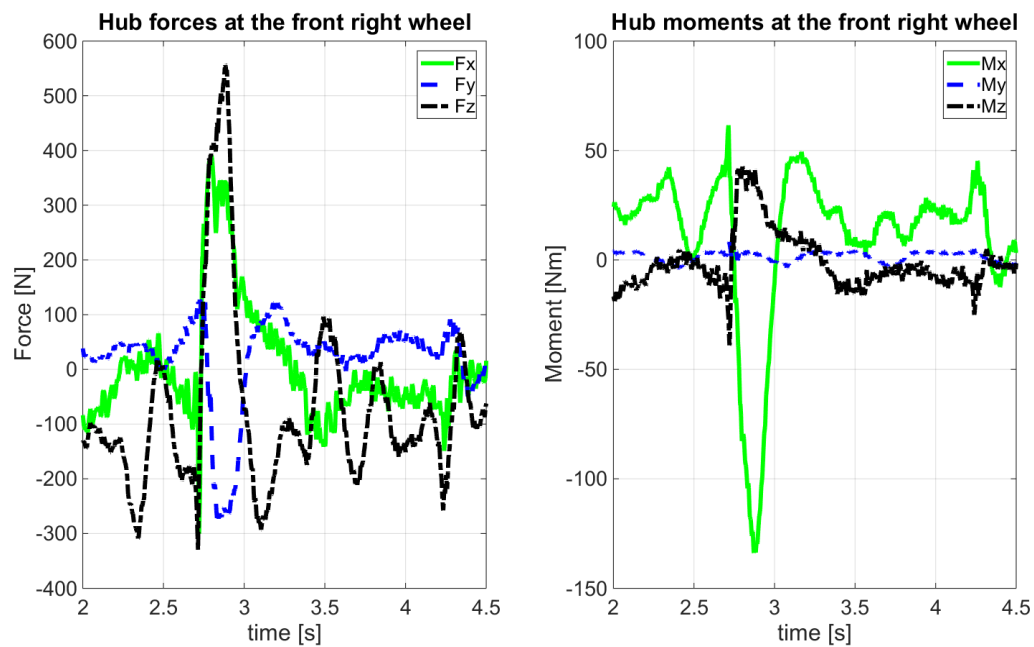


Figure 39 : Hub forces and moments at the front right wheel for the ramp test (sampling rate of 1000 Hz).

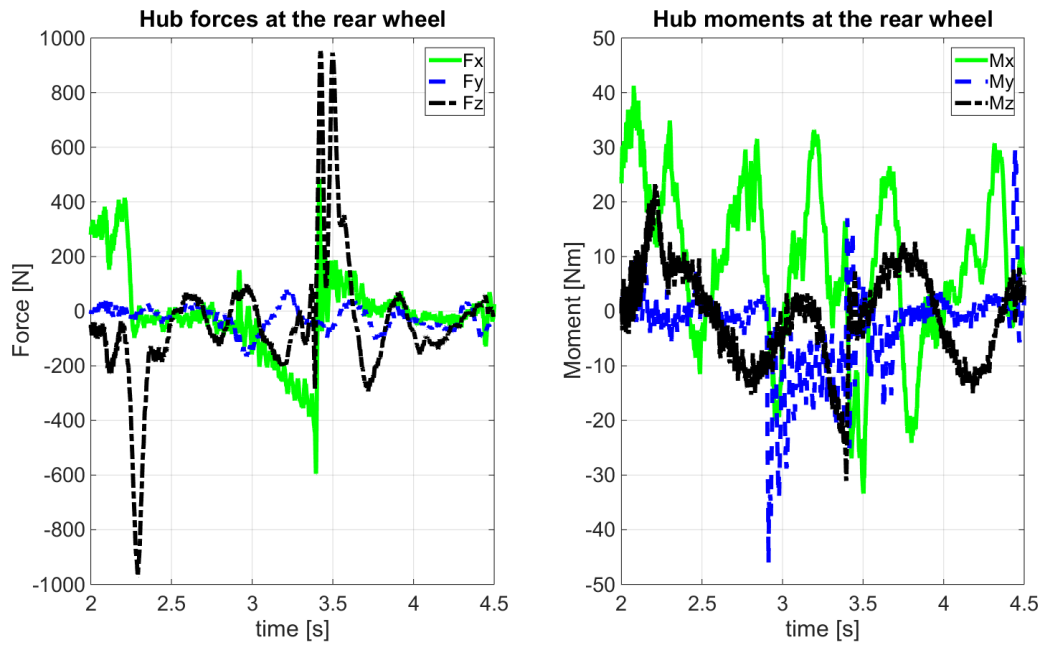


Figure 40 : Hub forces and moments at the rear wheel for the ramp test (sampling rate of 1000 Hz).

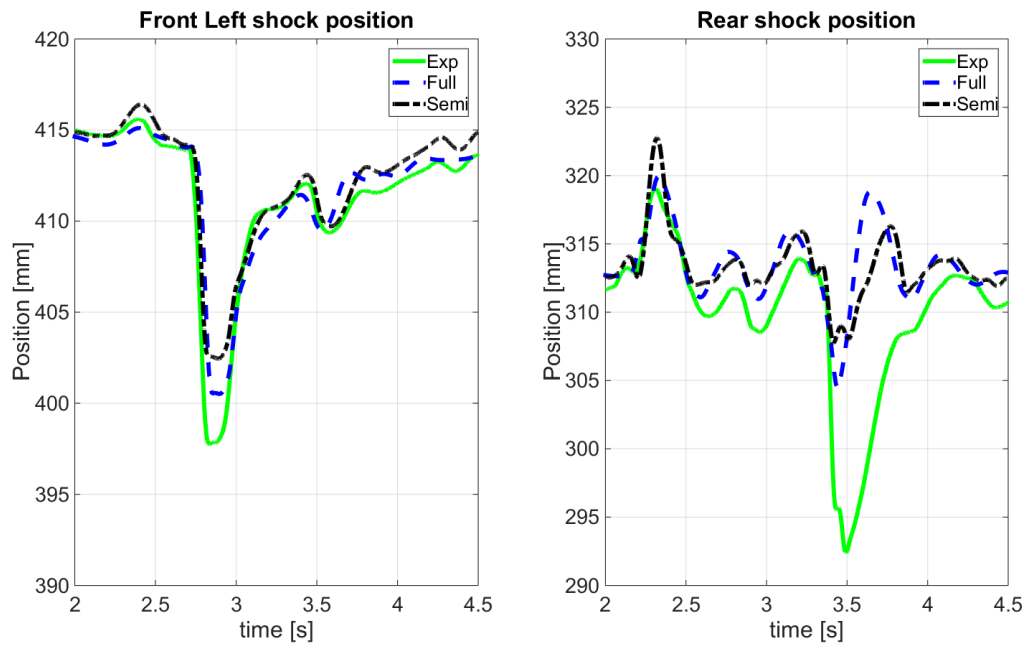


Figure 41 : Suspension positions amplitudes for the left shock (left) and the rear shock (right) for the ramp test.

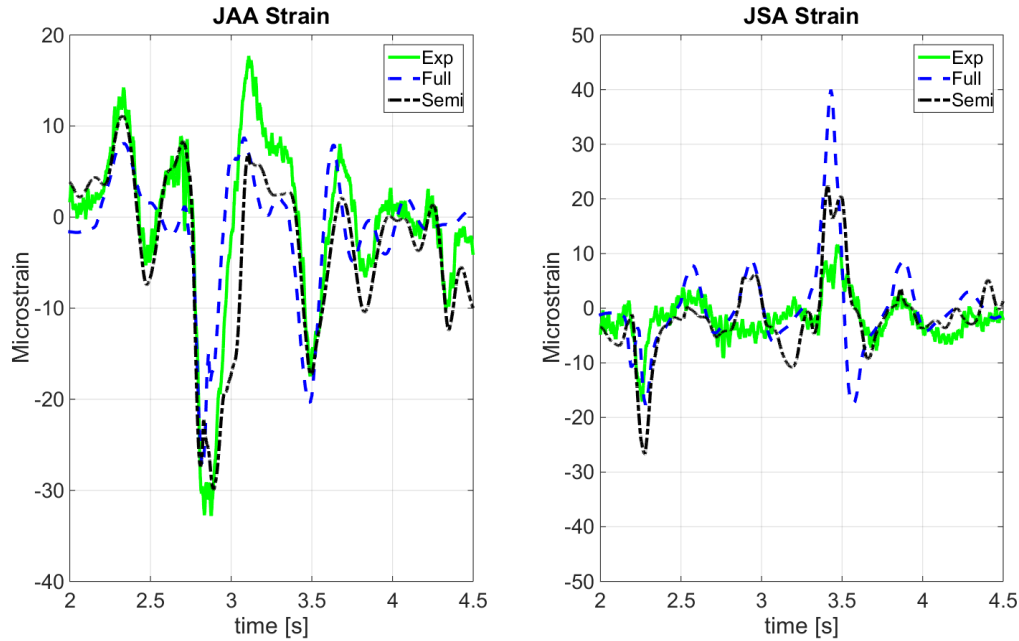


Figure 42 : Strain amplitudes in the upper left a-arm (left) and the swing-arm (right) for the ramp test.

In the above figures, data are shown when the vehicle reaches the bottom of the ramp. The front reaches the bottom of the ramp at 2.75 s and the rear wheel reaches the bottom of the ramp at 3.4 s.

Simulation results for both full and semi analytical simulations show some discrepancies compared to experimental data (Table 14). In fact, the dynamics at the front of the vehicle (left shock position and J1 strain) shows reasonable correlation with the experimental data while the dynamics at the back of the vehicle (rear shock position and JSA1 strain) show little correlation with the experimental data. These discrepancies in the rear suspension travel and the strain on the swing-arm are observed mainly between 3.3 and 4 s. These differences could be related to the fact that the pilot model in the simulation was fixed to the vehicle while in real life, even though it was asked from the pilot to stay still, upper body motion was noticeable mostly when the vehicle reached the bottom of the ramp. Also, in the case of full analytical simulations, the MF-Tyre model calculates a single point of contact with the ground surface. On sharp edges such as the top and the bottom of the ramp, the contact point shifts rapidly from the top of the sharp edge to another point further down the ramp.

Table 14 : Standard deviations and correlation coefficients for the ramp test calculated between 2 and 4.5 sec.

| Variables | Standard deviation (σ) | Coefficient of determination (R^2) [49] |
|----------------------------|---|---|
| Left shock position (Full) | 2.76 mm | 0.95 |
| Left shock position (Semi) | 3.12 mm | 0.89 |
| Rear shock position (Full) | 6.24 mm | -1.15 |
| Rear shock position (Semi) | 5.51 mm | -3.86 |
| JSA Strain (Full) | 4.94 μ strain | 0.40 |
| JSA Strain (Semi) | 4.93 μ strain | 0.54 |
| JAA Strain (Full) | 5.86 μ strain | 0.68 |
| JAA Strain (Semi) | 5.81 μ strain | 0.94 |

5.4.3 Speed bump

For the speed bump simulations, the vehicle is speed-controlled at the beginning of the full-analytical simulation until it reaches the required vehicle speed of 30 kph. Again, steering input is not used in the simulations as the steering angle remains constant at 0° during the maneuver.

Figure 43 to Figure 45 show the WFT forces and moments amplitude during the speed bump. Forces in the longitudinal direction (x axis) peaked at around a 4500 N and at around 2700 N in the vertical direction (z axis) at the rear wheel. Moments in the z axis at the front wheels were also significant, peaking over 300 Nm. Speed bump simulation data was compared to experimental data by analysing the position of the suspensions and the strain amplitude in the suspension arms (Figure 46 and Figure 47). The simulated strain values were

corrected to fit the zero output of the strain gauges which were set with the vehicle resting on the ground without a pilot.

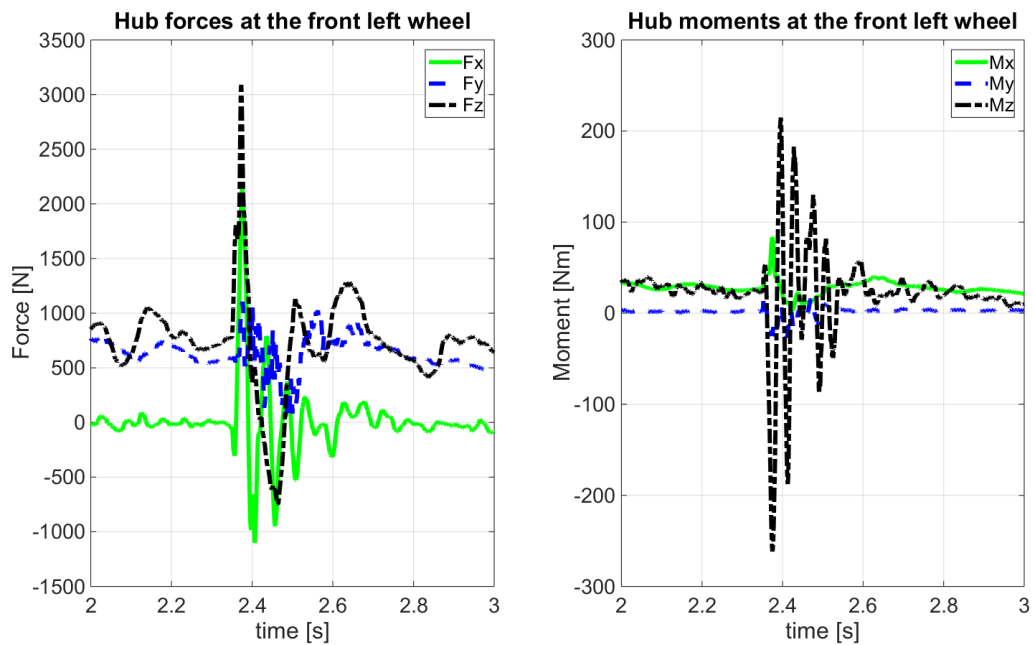


Figure 43 : Hub forces and moments at the front left wheel for the speed bump test (sampling rate of 1000 Hz).

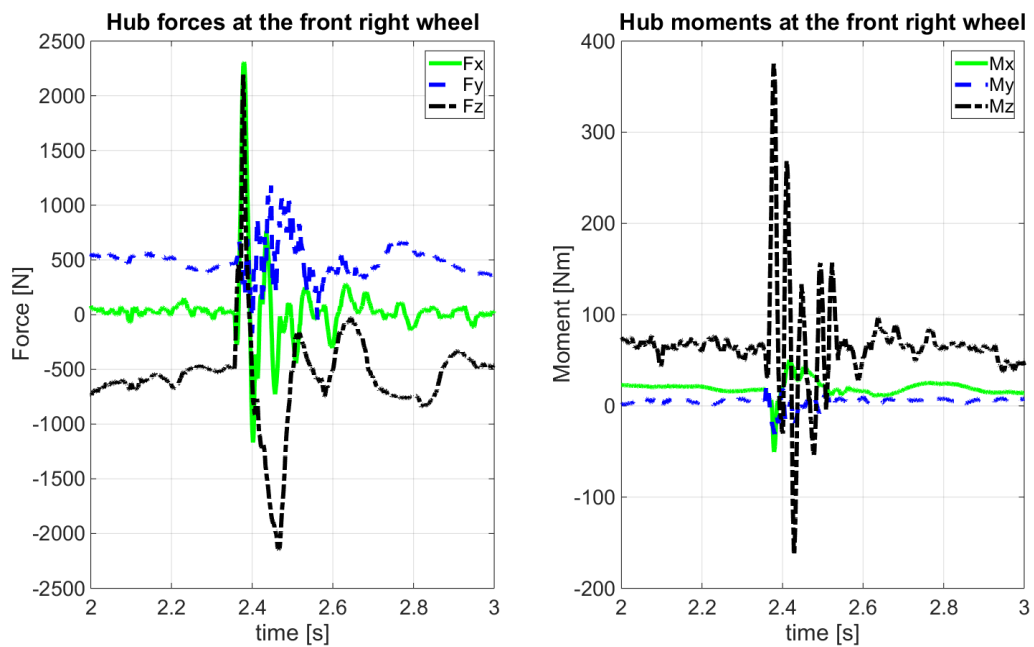


Figure 44 : Hub forces and moments at the front right wheel for the speed bump test (sampling rate of 1000 Hz).

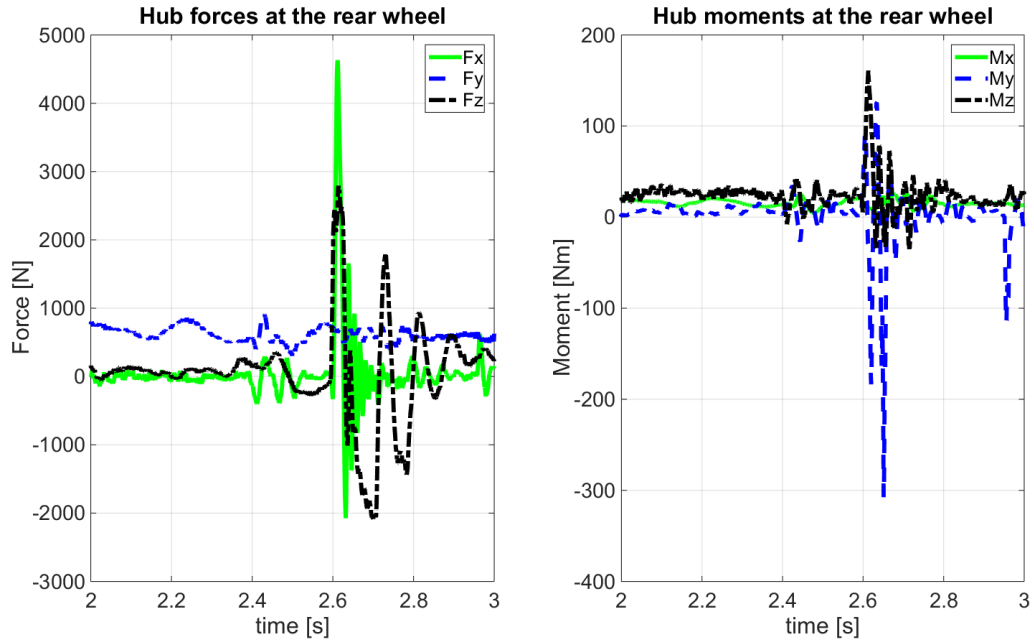


Figure 45 : Hub forces and moments at the rear wheel for the speed bump test (sampling rate of 1000 Hz).

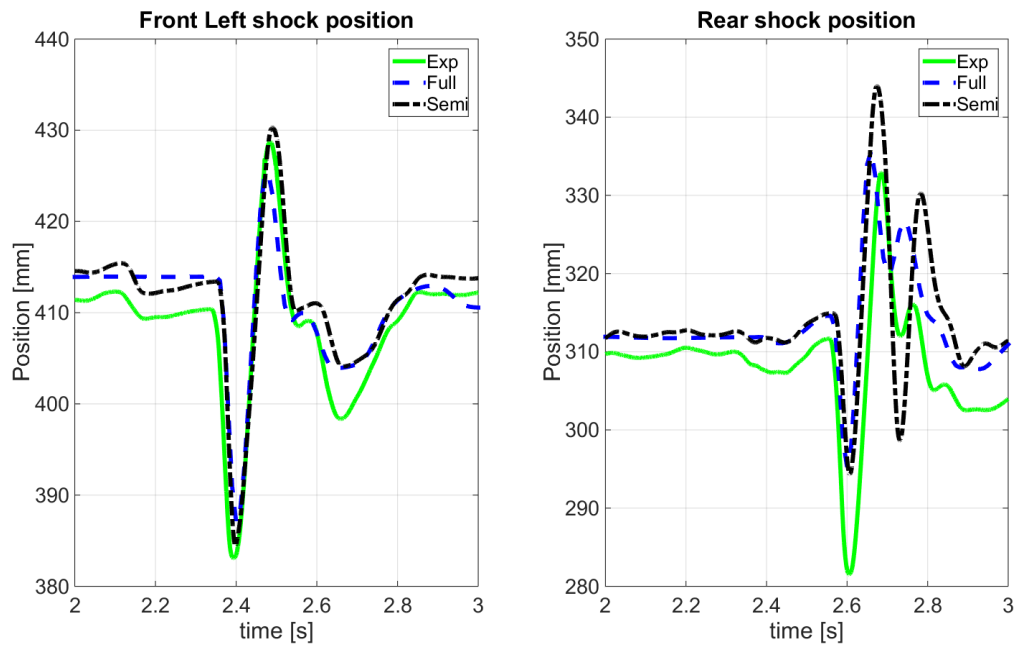


Figure 46 : Suspension positions amplitudes for the left shock (left) and the rear shock (right) for the speed bump test.

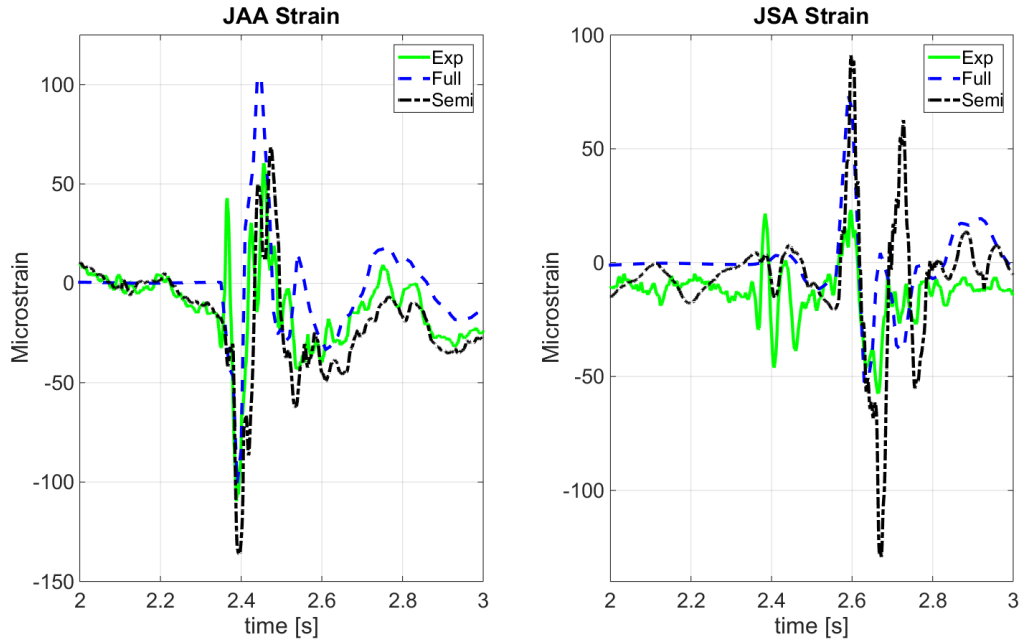


Figure 47 : Strain amplitudes in the upper left a-arm (left) and the swing-arm (right) for the speed bump test.

Full analytical simulations for the speed bump show reasonable standard deviation values and coefficients of determination (Table 15). In fact, like in the ramp test, the results show better numbers for the metrics regarding the front of the vehicle (left shock position and JAA strain gauge) than the metrics for the rear of the vehicle (rear shock position and JSA strain gauge). The same conclusions can be made for the semi analytical simulation. Moderate metric values were observed (albeit generally slightly better than the full analytical) and the front of the vehicle correlated better than the rear. In both cases, strain amplitude during the impact was overestimated.

In fact, discrepancies between experimental data and both type of simulations data for the rear suspension travel and the strain on the swing-arm are observed between 2.5 and 2.8 s. Once again, these differences could be related to the fact that the pilot model in the simulation was fixed to the vehicle while in real life, although the pilot was asked to stay still, upper body motion was noticeable when hitting the speed bump.

Table 15 : Standard deviations and correlation coefficients for the bump test calculated between 2 and 3 sec.

| Variables | Standard deviation (σ) | Coefficient of determination (R^2) [49] |
|----------------------------|---|---|
| Left shock position (Full) | 3.36 mm | 0.73 |
| Left shock position (Semi) | 1.36 mm | 0.97 |
| Rear shock position (Full) | 6.84 mm | 0.63 |
| Rear shock position (Semi) | 7.14 mm | 0.80 |
| JSA Strain (Full) | 11.30 μ strain | 0.25 |
| JSA Strain (Semi) | 14.79 μ strain | 0.41 |
| JAA Strain (Full) | 24.61 μ strain | 0.58 |
| JAA Strain (Semi) | 16.03 μ strain | 0.61 |

5.4.4 Corrective forces and moments applied by the controller

In semi analytical simulations using the CCRP method, a spring-damper controller is used to limit drifting of the vehicle model with respect to the IMU recorded data. This results in the controller applying corrective forces and moments to the frame to address the differences between the resulting motion from the applied WFTs efforts and the recorded motion. These efforts could impact the coefficient of correlation and standard deviation of the suspension and strain simulation data as they directly impact the load path. Figure 48 to Figure 50 show the corrective forces and moments applied by the controller on the frame for the three maneuvers.

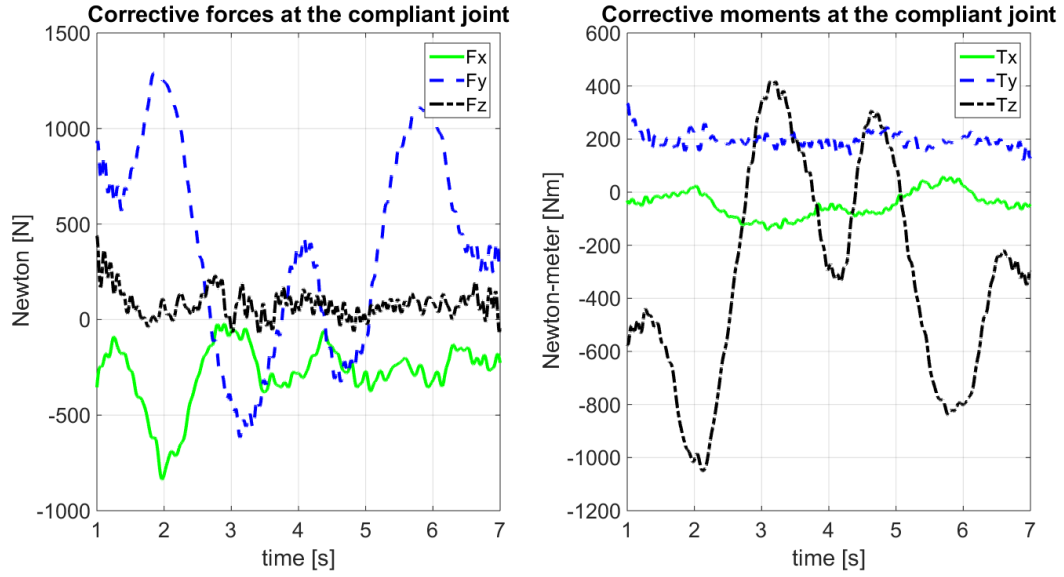


Figure 48: Controller corrective forces and moments at the compliant joint during the double lane change (DLC).

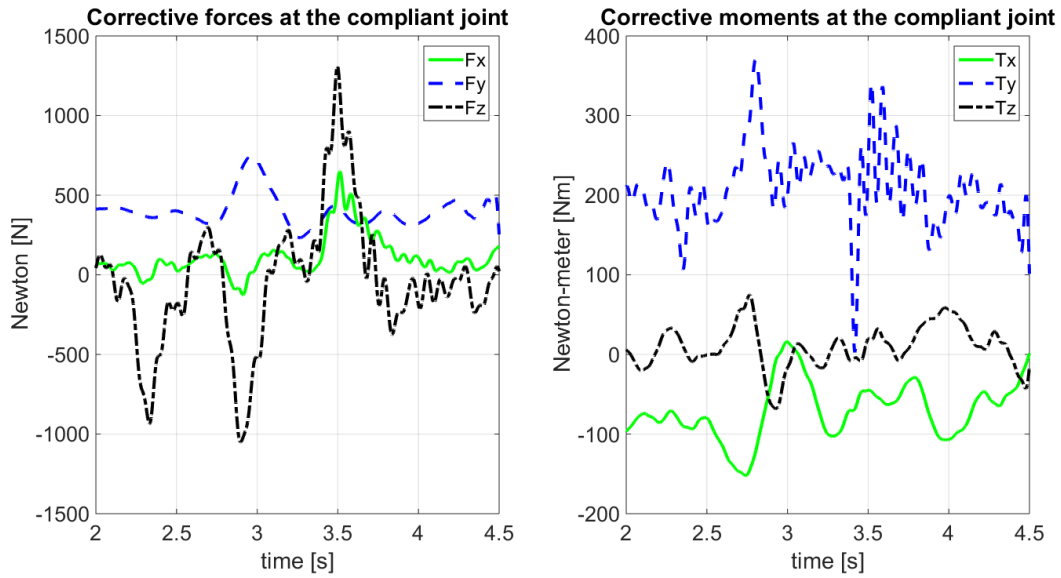


Figure 49: Controller corrective forces and moments at the compliant joint during the ramp roll down.

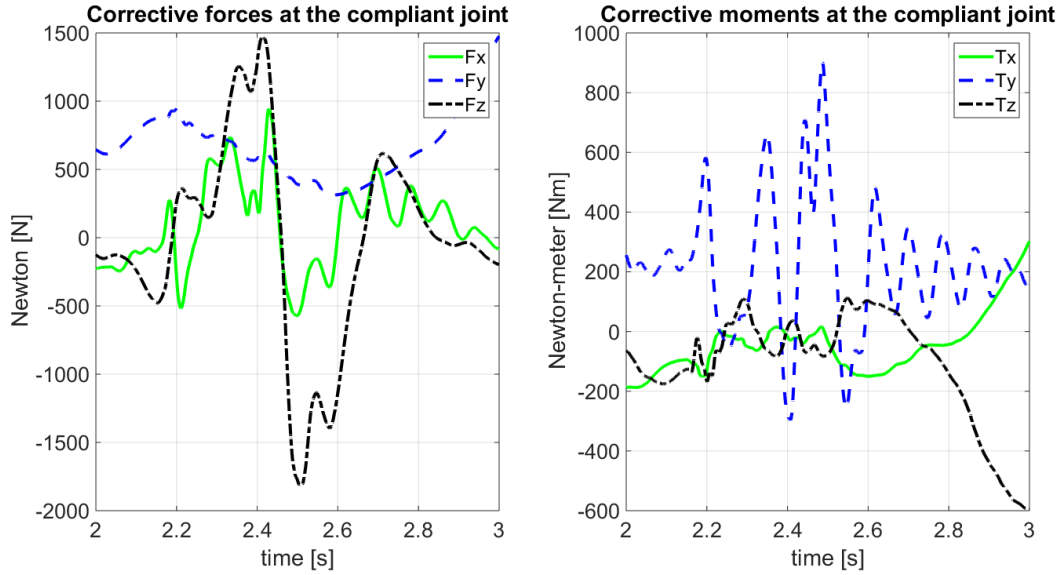


Figure 50 : Controller corrective forces and moments at the compliant joint during the 30 kph speed bump.

As seen in all three figures, the spring-damper controller applies significant forces and moments during the simulation to address the vehicle resulting motion from the WFT forces and moments applied to the vehicle. Indeed, peak efforts of around 1200 N were recorded in the y axis and 1000 Nm in the z axis for the DLC, 1250 N in the z axis and 350 Nm in the y axis for the ramp roll down and 1800 N in the z axis and 900 Nm in the y axis for the speed bump. The corrective efforts amplitudes were greatly dependent of the principal load axis of the maneuver. In the DLC, the translational lateral (y axis) and angular yaw (z axis) directions of the vehicle were greatly stressed during the maneuver. In the ramp and bump maneuvers, the translational vertical (z axis) and angular pitch (y axis) were predominantly stressed. Also, the amplitudes of the efforts seemed to be also dependant on the severity of the input loads generated by the maneuvers. Indeed, for the ramp and speed bump maneuvers, which stressed mainly the vertical and pitch axis of the vehicle, higher corrective forces and moment amplitudes were required during the speed bump compared to the ramp maneuvers.

5.5 Discussion:

The goal of this study was to predict frame loads during dynamic maneuvers using both full analytical (with an MF-Tyre model) and semi analytical (using the CCRP method) MBD simulations. In general, good results were observed using both methods but a few points are worth mentioning. Both methods showed very comparable accuracy in predicting vehicle dynamics and frame load. For slow dynamic maneuvers such as the double lane change, load

prediction accuracy reached over 95% for every metrics. Simulations started to show limitations on higher dynamic maneuvers for which, correlation values dropped generally in the order of 60-70 %. Strain amplitudes were generally overestimated in these maneuvers and rear suspension behavior was erratic.

The rigidly fixed pilot assumption seemed to show its limitations too in these cases. Indeed, even though the test pilot was asked to remain as still as possible, upper body reflex reaction was noticeable during faster dynamic maneuvers, therefore limiting the upper body pitch motion amplitude. This model simplification might also explain the inconsistencies in the behavior of the rear suspension. As seen in Figure 41 and Figure 46, rear suspension compression shows differences with the experimental data as the pilot, as modeled, added inertia in the pitch and roll directions compared to the test data.

The lower accuracy at higher frequencies was expected on the full analytical simulations as the MF-Tyre model is correlated under 8 Hz [17]. A higher degree of correlation was expected for higher frequencies with the semi analytical simulations. The lower than expected correlation is partly explained by the bandwidth difference between the IMU and the WFTs. Indeed, the sampling frequency of the IMU (200 Hz, filtered with an ideal filter at 50 Hz) is 20 times less than the WFTs (1000 Hz). Since the semi analytical model receives both data as inputs; the IMU data as positioning information and the WFTs as road inputs applied at the spindle, there are discrepancies between the two inputs during high frequency maneuvers since the IMU signal high frequency content is lower than the WFTs signal. Indeed, the frame motion caused by the WFT inputs is of higher frequency than what the IMU can record. Still, the spring-damper controller uses the IMU data as the translational and angular orientation reference and, therefore, applies significant corrective forces and moments to the vehicle's frame during the maneuvers. The correctives efforts impact the accuracy of the semi analytical simulations. An IMU with a higher bandwidth and with less high frequency noise would be recommended to further enhance the semi analytical results.

5.6 Conclusion:

In this study, experimental data was compared with the results of full analytical simulations using an MF-Tyre model and CCRP semi analytical simulations to predict suspension displacements and strains in the flexible parts of a vehicle model. The model was validated using three maneuvers that loaded the vehicle both laterally and vertically with moderate to high intensity. Both methods showed comparable accuracies with coefficients of determination over 95% for low dynamic maneuvers. For faster dynamic maneuvers, the

prediction accuracy was generally lower with semi analytical simulations showing slightly better results. Thus, implementing MBD analysis in the vehicle development process provides valuable information to the design team, thereby reducing development time and cost.

6 Discussion

Les deux sections précédentes présentent les résultats des méthodes de simulation « full » analytique et semi analytique pour diverses manœuvres dynamiques. Dans l'ensemble, les résultats sont concluants. Toutefois, certaines mentions et précisions sont nécessaires pour mettre en contexte la qualité des résultats.

L'estimation de l'inertie du véhicule semble être la source de certains problèmes. En effet, même si l'étalonnage de la masse et de l'inertie du modèle MBD a été effectué minutieusement, il existe probablement des différences entre les propriétés réelles du véhicule et du modèle MBD. C'est particulièrement le cas avec les propriétés d'inertie du modèle qui présentent un degré d'incertitude plus élevé. En effet, l'inertie a été estimée à partir d'un autre véhicule plus léger, qui avait été précédemment caractérisé, ainsi que du modèle CAO 3D. Une bonne partie de la différence de poids entre les deux véhicules est attribuée à l'instrumentation ajoutée. Étant donné que l'instrumentation a été ajoutée à la périphérie du véhicule, la méthode d'estimation sous-estime probablement les valeurs d'inertie du véhicule testé. Si les propriétés de masse et d'inertie du modèle sont différentes de celles du véhicule instrumenté, alors il y aura des différences entre la dynamique induite par l'application des efforts aux moyeux des roues du modèle semi analytique et la dynamique enregistrée par le GPS inertiel. Cela aura pour effet l'application de forces correctives par le contrôleur de position impactant le coefficient de détermination des simulations. Idéalement, une caractérisation de l'inertie du véhicule instrumenté sur une plate-forme dédiée à ce type de mesure devrait être réalisée afin de valider les valeurs d'inerties utilisées.

De plus, le contenu fréquentiel propre aux essais expérimentaux n'a pas été modélisé. La vibration due à la motorisation ainsi que la surface de la route n'étaient pas caractérisées lors des simulations. Ainsi, le contenu fréquentiel provenant de ces deux sources était présent dans les données expérimentales sans être présent dans les données de simulation pouvant ainsi affecter les niveaux de corrélation entre les deux. Heureusement, lors de la prise de données expérimentales, l'état de surface des routes était plutôt lisse, les pneus étaient peu cramponnés et les prises de mesure des déformations des composantes flexibles étaient loin du moteur. Ainsi, la non-modélisation de ces composantes ne semble pas avoir posé un problème. Toutefois, pour une étude sur un autre véhicule avec des paramètres différents, cette problématique pourrait être présente.

En général, les modèles MBD de véhicule sont très sensibles aux variations des différents paramètres de modélisation. Ainsi, les différentes hypothèses simplificatrices utilisées peuvent

impacter les résultats dans une mesure supérieure à ce qui était anticipé surtout lorsque la cinématique simulée a un haut contenu fréquentiel. Par exemple, l'hypothèse d'un pilote fixe et rigidement fixé au châssis est appropriée pour des manœuvres de type « pilotage » (avec un contenu fréquentiel inférieur à 10 Hz), mais montre ses limites pour les manœuvres à contenu dynamique plus élevé. Comme vu durant la manœuvre de changement de voie double (DLC) (Figure 36 et Figure 37), les résultats de simulation sont très représentatifs des tests expérimentaux. En effet, les niveaux de corrélation pour ce type de manœuvre sont supérieurs à 95% à la fois pour les simulations de type « full » et semi analytique. Sur des manœuvres plus dynamiques comme la descente de la rampe ou le passage du dos d'âne (Figure 38 à Figure 47), où les changements de position angulaire selon l'axe de tangage sont rapides, l'hypothèse de modélisation d'un pilote fixe et rigidement fixé au châssis montre à nouveau ses limites. En effet, ce type de modélisation ajoute de l'inertie au système alors qu'en réalité, le pilote s'ajuste aux changements brusques d'orientation angulaire du véhicule par un déplacement de son tronc de sorte à rester environ perpendiculaire à la route. L'impact de cette modélisation est perceptible en particulier sur l'arrière du véhicule où le déplacement de la suspension arrière et les déformations dans le bras de suspension arrière corrélaient de façon faible à modérer avec les données expérimentales (Figure 41, Figure 42, Figure 46 et Figure 47). Lorsque le pilote était absent, par exemple lors du test de chute du véhicule sur la roue arrière (Figure 24 et Figure 25), ces deux métriques corrélaient beaucoup mieux avec les données expérimentales. Cela porte à croire que ce type de modèle de pilote n'est pas approprié pour des manœuvres avec un contenu fréquentiel supérieur à 10 Hz. La section «2.4 Modèle de pilote» décrit différents modèles de pilote passifs et actifs qui pourraient être utiles dans ces conditions. Une autre approche intéressante, dans le cas des simulations semi analytiques, serait d'instrumenter le véhicule d'essai aux points de contacts du pilote pour déterminer les forces appliquées pendant la conduite. Ainsi, un modèle de pilote ne serait pas nécessaire pour les simulations semi analytiques puisque les efforts expérimentaux du pilote seraient retransmis, à l'instar des efforts aux roues, directement aux points d'application durant la simulation.

Outre un modèle de pilote plus performant lors de manœuvres relativement dynamiques, plusieurs suggestions peuvent être mises en application dans l'objectif d'améliorer les résultats de simulation. Pour les simulations de type « full » analytique, refaire les mêmes simulations avec un modèle de pneu plus performant à haute fréquence serait un exercice intéressant. Le modèle de pneu utilisé, le MF-Tyre, est corrélé pour des fréquences allant jusqu'à 8 Hz [17]. Heureusement, comme les résultats de chute du véhicule le démontrent (Figure 22 et Figure 24), ce modèle de pneu semble encore offrir un niveau d'estimation

acceptable même à plus haut contenu fréquentiel. Toutefois, utiliser un modèle de pneu adapté tel le MF-Swift, le FTire ou le CDTire, présentés à la section «2.2 Modèle de pneu», serait approprié et enlèverait une certaine incertitude face aux résultats des modèles de pneu hors de leur plage d'utilisation prévue. Toutefois, tous les modèles de pneus mentionnés exigent des coûts assez importants de caractérisation expérimentale et de licence de logiciel.

Pour les simulations de type semi analytique, améliorer la bande passante et la qualité des données du GPS inertiel offrirait probablement des gains significatifs. En effet, la différence de bande passante entre l'IMU et les WFT semble impacter le niveau de corrélation à haute fréquence dans les simulations semi analytiques. La fréquence d'échantillonnage de l'IMU (200 Hz, filtré avec un filtre idéal à 50 Hz) est 20 fois inférieure à celle des WFT (1000 Hz). Puisque les simulations semi analytique utilisent comme données entrantes les données du GPS inertiel (vitesses linéaires et positions angulaires du véhicule) et des WFTs (efforts générés par la route aux moyeux des roues), des écarts entre les deux entrées sont observés à haute fréquence puisque le contenu fréquentiel du GPS inertiel est inférieur à celui des WFTs. Ainsi, le mouvement du châssis du véhicule provoqué par l'application des efforts aux moyeux des roues est de fréquence plus élevée que ce que l'IMU peut enregistrer. Pourtant, le contrôleur en vitesse et en position angulaire utilisé dans les simulations semi analytiques utilise les données IMU comme référence. Ainsi, ce contrôleur cherche à corriger les différences entre la position enregistrée par le GPS inertiel et la position résultant de l'application des efforts aux moyeux des roues. Pour ce faire, des forces et des moments correctifs sont appliqués sur le châssis du véhicule. Comme montré aux Figure 48 à Figure 50, ces forces sont d'une amplitude non-négligeable et impactent le niveau de corrélation des simulations semi analytique. Une bonne approche, si les ressources financières et matérielles le permettaient, serait d'utiliser un GPS inertiel avec une meilleure bande-passante couplé à une station de base utilisant la technologie « cinématique temps réel » (RTK – Real Time Kinematic). Cette technique de positionnement par satellite se sert d'une station de référence qui corrige en temps réel les imprécisions du GPS. Avec cette technologie, il est possible d'atteindre une précision en position de l'ordre du centimètre. Cela réduirait grandement le bruit des données et offrirait une meilleure référence en position pour les simulations semi analytique.

7 Conclusion

En conclusion, ce mémoire de maîtrise traite des travaux réalisés en vue d'évaluer les efforts entrants et les contraintes dans une structure chargée dynamiquement. Deux approches de simulation sont étudiées, soit de type « full » analytique, soit de type semi analytique. Afin de tester les deux types de simulations, un véhicule instrumenté a réalisé diverses manœuvres le chargeant à la fois latéralement et verticalement de façon modérée à intense. Les résultats pour les deux types de simulations sont assez similaires. À basse fréquence (< 10 Hz), les deux modèles corrélient à plus de 95% pour les diverses métriques étudiées. À plus haute fréquence, les niveaux de corrélations baissent dans les environs de 60-70% avec un léger avantage pour les simulations de type semi analytique. Les deux types de simulations semblent donc être autant appropriées pour simuler les efforts entrants dans un châssis de véhicule récréatif. Le choix entre les deux méthodes dépendra des données disponibles. Dans le cas où des modèles de pneus et des routes numérisées sont disponibles, la méthode « full » analytique pourra être privilégiée. Dans le cas où un véhicule prototype instrumenté et une piste d'essai sont disponibles, une approche semi analytique pourra être utilisée.

Ces travaux de recherche ont permis de clarifier le degré de précision de la simulation des efforts entrants dans un châssis de véhicule récréatif en utilisant les méthodes de type full et semi analytiques. De plus, dans le cas des simulations semi analytiques, le prétraitement des données expérimentales ainsi que des différentes adaptations apportées à la méthode CCRP de Joubert [1] sont présentés. En effet, les données de vitesse en translation et de position angulaire en orientation du châssis, filtrées à l'aide d'un filtre passe-bas idéal avec une fréquence de coupure à 50 Hz, sont utilisées comme données entrantes pour contrôler les six degrés de liberté du châssis à l'aide d'un contrôleur proportionnel dérivé. La méthode de simulation semi analytique proposée a l'avantage d'être robuste sur une grande plage (> 10 Hz) en plus d'offrir un bon niveau de précision sur les efforts entrants estimés.

Dans l'objectif d'améliorer davantage les résultats des simulations lors des manœuvres à haut contenu fréquentiel (> 10 Hz), diverses modifications au modèle existant pourraient être explorées. Tout d'abord, le sous-modèle de pilote rigide semble montrer ses limites durant les manœuvres testées. Un sous-modèle de pilote flexible pourrait possiblement améliorer cet aspect. Qui plus est, les simulations « full » analytiques bénéficieraient d'un modèle de pneu plus approprié pour simuler les manœuvres comme le MF-Swift, le FTire ou le CDTire. Finalement, l'impact de la flexibilité du châssis sur l'amplitude des efforts entrants

n'a pas été évalué puisque le châssis était considéré comme un corps rigide, mais mériterait une attention particulière dans une étude plus détaillée.

8 Bibliographie

- [1] N. Joubert, « Études des méthodes d'évaluation des cas de chargement d'un véhicule récréatif », Mémoire, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, 2018.
- [2] J.-S. Chen et H.-Y. Hwang, « All terrain vehicle flexible multibody dynamic simulation for fatigue prediction », *Adv. Mech. Eng.*, vol. 2013, 2013, doi: 10.1155/2013/725315.
- [3] M. Arnold, B. Burgermeister, C. Führer, G. Hippmann, et G. Rill, « Numerical methods in vehicle system dynamics: State of the art and current developments », *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 49, n° 7, p. 1159-1207, 2011, doi: 10.1080/00423114.2011.582953.
- [4] S. Balamurugan et R. Srinivasan, « Tracked vehicle performance evaluation using multi body dynamics », *Def. Sci. J.*, vol. 67, n° 4, p. 476-480, 2017, doi: 10.14429/dsj.67.11534.
- [5] V. Cossalter, R. Lot, et M. Massaro, « An advanced multibody code for handling and stability analysis of motorcycles », *Meccanica*, vol. 46, n° 5, p. 943-958, 2011, doi: 10.1007/s11012-010-9351-7.
- [6] K. Ito, Y. Tezuka, A. Hoshino, et K. Sakurada, « Study on Analysis of Input Loads to Motorcycle Frames in Rough Road Running », *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.*, vol. 7, n° 4, p. 1426-1434, 2014, doi: 10.4271/2014-32-0021.
- [7] N. Sawa, Y. Nimiya, Y. Kubota, T. Itsubo, et K. Honma, « Fatigue life prediction on rough road using full vehicle co-simulation model with suspension control », *SAE Tech. Pap.*, 2010, doi: 10.4271/2010-01-0952.
- [8] J. M. Da Cruz, I. L. Do Espírito Santo, et A. A. De Oliveira, « A semi-analytical method to generate load cases for CAE durability using virtual vehicle prototypes », *SAE Tech. Pap.*, 2003, doi: 10.4271/2003-01-3667.
- [9] N. Joubert et M. Boisvert, « Comparison of Semi-Analytical Methods for Frame Load Evaluation on a Recreational Vehicle », *2nd European Multibody User Group Meeting.*, 2017 .
- [10] J. C. Tebbe *et al.*, « Chassis loads prediction using measurements as input to an unconstrained multi-body dynamics model », *SAE Tech. Pap.*, 2006, doi: 10.4271/2006-01-0992.
- [11] L. Bao et X. Z. Li, « The Compiling of the Motorcycle Frame Load Spectrum Based on Dynamic Characteristic Analysis », *Appl. Mech. Mater.*, vol. 151, p. 150, janv. 2012, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.151.150.
- [12] C. Braccesi, F. Cianetti, et L. Landi, « Random loads fatigue. the use of spectral methods within multibody simulation », présenté à Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference

- DETC2005, 2005, vol. 1 B, p. 1735-1745, [En ligne]. Disponible sur: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-33244461338&partnerID=40&md5=3eadd7d8d4a06e86cfdeadd4fe4677d6>.
- [13] J. T. Young, « Primer on the Craig-Bampton Method, (Based on input from William B. Haile) », *Nasa Report*, 2000.
- [14] « Altair HyperWorks Resources - Videos, Presentations, Webinar Recordings, Tutorials, Case Studies and More ». https://altairhyperworks.com/ResourceLibrary.aspx?keywords=&altair_products=MotionSolve%0aMotionView&partner_products=&category=Brochures (consulté le nov. 27, 2018).
- [15] SIEMENS, « Fundamentals of Modern Driving Dynamics », 2017, [En ligne]. Disponible sur: https://community.plm.automation.siemens.com/siemensplm/attachments/siemensplm/Simcenter_event_tkb/97/1/2017%20Quadfecta%20Driving%20Dynamics.pdf.
- [16] I. J. M. Besselink, H. B. Pacejka, A. J. C. Schmeitz, et S. T. H. Jansen, « The MF-Swift tyre model: Extending the Magic Formula with rigid ring dynamics and an enveloping model », *Rev. Automot. Eng.*, vol. 26, n° 2, p. 245-252, 2005.
- [17] I. J. M. Besselink, A. J. C. Schmeitz, et H. B. Pacejka, « An improved Magic Formula/Swift tyre model that can handle inflation pressure changes », *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 48, n° SUPPL. 1, p. 337-352, 2010, doi: 10.1080/00423111003748088.
- [18] S. T. H. Jansen, L. Verhoeff, R. Cremers, A. J. C. Schmeitz, et I. J. M. Besselink, « MF-Swift simulation study using benchmark data », *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 43, n° SUPPL., p. 92-101, 2005, doi: 10.1080/00423110500140062.
- [19] A. J. C. Schmeitz, I. J. M. Besselink, et S. T. H. Jansen, « TNO MF-SWIFT », *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 45, n° SUPPL. 1, p. 121-137, 2007, doi: 10.1080/00423110701725208.
- [20] M. Gipser, « FTire and puzzling tyre physics: teacher, not student », *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 54, n° 4, p. 448-462, 2016, doi: 10.1080/00423114.2015.1117116.
- [21] M. Gipser, « RGR road models for FTire », *SAE Tech. Pap.*, 2008, doi: 10.4271/2008-01-1410.
- [22] M. Gipser, « FTire - The tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics », *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 45, n° SUPPL. 1, p. 139-151, 2007, doi: 10.1080/00423110801899960.
- [23] C. Wei, O. A. Olatunbosun, et X. Yang, « A finite-element-based approach to characterising FTire model for extended range of operation conditions », *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 55, n° 3, p. 295-312, 2017, doi: 10.1080/00423114.2016.1264613.

- [24] M. Gisper, « FTire: High-End Tire Model for Vehicle Simulation in SIMPACK », *SIMPACK News*, n° March 2014, p. 10-15, 2014.
- [25] M. Baecker, A. Gallrein, et H. Haga, « Simulating very large tire deformations with CDTire », *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.*, vol. 2, n° 1, p. 765-771, 2009, doi: 10.4271/2009-01-0577.
- [26] A. Gallrein et M. Bäcker, « CDTire: A tire model for comfort and durability applications », *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 45, n° SUPPL. 1, p. 69-77, 2007, doi: 10.1080/00423110801931771.
- [27] « OpenCRG », *Wikipedia*. févr. 06, 2018, Consulté le: nov. 27, 2018. [En ligne]. Disponible sur: <https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=OpenCRG&oldid=824278248>.
- [28] C. C. Gordon, T. Churchill, C. E. Clauser, et B. Bradtmiller, *Anthropometric Survey of U.S. Army Personnel: Summary Statistics, Interim Report for 1988*. .
- [29] G. Sequenzia, S. M. Oliveri, G. Fatuzzo, et M. Calì, « An advanced multibody model for evaluating rider's influence on motorcycle dynamics », *Proc. Inst. Mech. Eng. Part K J. Multi-Body Dyn.*, vol. 229, n° 2, p. 193-207, 2015, doi: 10.1177/1464419314557686.
- [30] M. Massaro, R. Lot, et V. Cossalter, « A virtual motorcycle driver to simulate real manoeuvres from experimental data », *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Automob. Eng.*, vol. 226, n° 9, p. 1211-1219, 2012, doi: 10.1177/0954407012440217.
- [31] V. Cossalter, A. Doria, D. Fabris, et M. Maso, « Measurement and identification of the vibration characteristics of motorcycle riders », présenté à Proceedings of ISMA2006: International Conference on Noise and Vibration Engineering, 2006, vol. 4, p. 1793-1806, [En ligne]. Disponible sur: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-79955957945&partnerID=40&md5=cb1ce2449516da493f83ca5f5fe6fa1e>.
- [32] S. Massimo Oliveri, M. Calì, et L. Catalano, « Dynamics of Motorcycle Using Flexible Elements », [En ligne]. Disponible sur: <https://www.designsociety.org/download-publication/29723/Dynamics+of+Motorcycle+Using+Flexible+Elements>.
- [33] L. P. Rodrigues, R. C. Silva, et A. B. S. Oliveira, « Multibody dynamic simulation of a double "a" suspension focusing on the lower control arm fatigue life analysis », présenté à ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE), 2017, vol. 4A-2017, doi: 10.1115/IMECE201771779.
- [34] S. Zhu, Z. Xiao, et X. Li, *Vehicle frame fatigue life prediction based on finite element and multi-body dynamic*, vol. 141. 2012.
- [35] J. A. Schudt, P. Kodali, H.-J. Hong, et V. Chidambaram, « Supplementation of measured vehicle road loads to study vehicle configuration changes », *SAE Tech. Pap.*, 2005, doi: 10.4271/2005-01-1403.

- [36] S. Erhart, M. Doumiati, O. Sename, J. J. Martinez Molina, et L. Dugard, « Estimation du profil de la chaussée pour la dynamique du véhicule », in *Actes des 4èmes JD-JN-MACS 2011*, Marseille, France, juin 2011, [En ligne]. Disponible sur: <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00681179>.
- [37] H. B. Pacejka et E. Bakker, « The magic formula tyre model », *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 21, n° sup1, p. 1-18, 1992, doi: 10.1080/00423119208969994.
- [38] D. C. Kammer et M. Baker, « Comparison of the Craig-Bampton and residual flexibility methods of substructure representation », in *Collection of Technical Papers - AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference*, 1985, p. 699-706, [En ligne]. Disponible sur: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-0021831454&partnerID=40&md5=70b4e1dae6e15124ac9df17b11131ef6>.
- [39] L. Zhang, H. Liu, H. Zhang, et Y. Xu, « Component Load Predication from Wheel Force Transducer Measurements », in *SAE 2011 World Congress & Exhibition*, avr. 2011, doi: <https://doi.org/10.4271/2011-01-0737>.
- [40] P. Johannesson *et al.*, *Guide to Load Analysis for Durability in Vehicle Engineering*. 2013.
- [41] R. S. Shoberg et B. Wallace, « A Triaxial Automotive Wheel Force and Moment Transducer », in *1975 Automotive Engineering Congress and Exposition*, févr. 1975, doi: <https://doi.org/10.4271/750049>.
- [42] G. Lin, D. Wang, W. Zhang, et D. Dai, « Research on the Online Initial Value Calibration Method for the Wheel Force Transducer », *Sens. J. IEEE*, vol. 15, p. 1043-1054, 2015, doi: 10.1109/JSEN.2014.2359744.
- [43] M. Bäcker, T. Langthaler, M. Olbrich, et H. Oppermann, « The hybrid road approach for durability loads prediction », *SAE Tech. Pap.*, 2005, doi: 10.4271/2005-01-0628.
- [44] N. Joubert, M. Boisvert, C. Blanchette, D. Rancourt, A. Desrochers, et Y. St-Amant, « Frame loads accuracy assessment of semi analytical multibody dynamic simulation methods of a recreational vehicle », *Multibody System Dynamics*, to be published 2020.
- [45] P. Lugner, H. Pacejka, et M. Plöchl, « Recent advances in tyre models and testing procedures », *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 43, n° 6-7, p. 413-436, 2005, doi: 10.1080/00423110500158858.
- [46] C. ISO/TC 22/SC 33, *ISO 3888-2:2011 Passenger cars — Test track for a severe lane-change manoeuvre — Part 2: Obstacle avoidance*, International Organization for Standardization. International Organization for Standardization, 2011.
- [47] D. A. Winter, « Anthropometry », in *Biomechanics and Motor Control of Human Movement*, John Wiley & Sons, Ltd, 2009, p. 82-106.

- [48] H. RAMACHANDRAN, D. Vasudevan, A. Brahma, et S. Pugazhenthii, « Estimation of mass moment of inertia of human body, when bending forward, for the design of a self-transfer robotic facility », *J. Eng. Sci. Technol.*, vol. 11, p. 166-176, 2016.
- [49] C. Carrère, *Statistiques descriptives: Théorie et applications*. PUG - Presses universitaires de Grenoble, 2015.